SÉRIE
DE LA GESTION
DE L'ÉNERGIE

13

À L'INTENTION
DES INDUSTRIES,
COMMERCES
ET INSTITUTIONS

Ventilateurs et pompes

Énergie, Mines et Ressources Canada | Energy, Mines and Resources Canada

Canada

PRÉFACE

L'art et la science de la gestion de l'énergie ont accompli des progrès remarquables au cours de la dernière décennie. La gestion de l'énergie est devenue une discipline sérieuse dans le cadre du processus de gestion de la plupart des entreprises qui connaissent le succès.

D'abord, au début des années 70, on a mis sur pied des programmes d'économie d'énergie afin de réduire la menace de pénurie d'énergie que pesait sur le Canada, de même que la dépendance du pays à l'endroit du pétrole étranger. Toutefois, la hausse vertigineuse des prix n'a pas tardé a donner une signification nouvelle à l'expression «économie d'énergie»: réduire le coût de l'énergie.

Nombre d'industries, de commerces et d'organismes publics ont relevé le défi et abaissé les coûts d'énergie jusque dans une proportion de 50%. On est ainsi arrivé à utiliser l'énergie de façon rationnelle, grâce à des mesures telles que des programmes d'information à l'intention du personnel, des moyens d'entretien plus à point, la simple élimination du gaspillage, et en mettant de l'avant des projets aptes à moderniser ou améliorer les installations et l'équipement.

Pour en arriver maintenant à économiser d'avantage l'énergie, il importe de mieux connaître la technologie et ses applications en plus d'avoir recours à des appareils à haut rendement énergétique.

A la demande du Programme d'économie d'énergie dans l'industrie canadienne, du Programme des groupes de travail sur la gestion de l'énergie dans les secteurs commercial et institutionnel, et d'associations professionnelles et commerciales intéressées, la Division de l'énergie industrielle du ministère de l'Energie, des Mines et des Ressources a élaboré une série de modules techniques portant sur la gestion de l'énergie.

Ces manuels aideront les gestionnaires et le personnel d'exploitation à découvrir les possibilités de gestion de l'énergie dans leur cadre de travail. On y trouve une quantité de renseignements pratiques, notamment des équations mathématiques, des renseignements généraux sur des techniques éprouvées, ainsi que des exemples concrets d'économie d'énergie.

Pour obtenir de plus amples renseignements concernant les modules figurant dans la liste qui suit ou la documentation utilisée dans le cadre des ateliers, y compris les études de cas, veuillez écrire à l'adresse suivante:

La Division de la gestion de l'énergie dans les
entreprises et dans le secteur gouvernemental
Direction des économies d'énergie
Ministère de l'Energie, des Mines et des Ressources
580, rue Booth
Ottawa, Ontario
K1A 0E4

Gestion de l'énergie et participation des employés
Évaluation de la consommation
Analyse financière énergétique
Comptabilité de la gestion énergétique
Récupération de la chaleur perdue
Isolation thermique des équipements
Éclairage
Électricité
Moteurs électriques économiseurs d'énergie
Combustion
Appareillage de chaufferie
Fours, sécheurs et fours de cuisson
Systèmes à vapeur et à condensat
Chauffage et refroidissement énergétique (Vapeur et eau)
Conditionnement de l'air
Refroidissement et pompes à chaleur
Réseaux de distribution d'eau et d'air comprimé
Ventilateurs et pompes
Compresseurs et turbines
Mesures et contrôles
Régulation automatique
Manutention des matériaux et transport sur place
Point de vue architectural
Accumulation thermique

© Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1987

En vente au Canada par l'entremise des

Librairies associées
et autres libraires

ou par la poste auprès du

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnements et Services Canada
Ottawa (Canada) K1A 0S9

N° de catalogue M91-6/13F au Canada: $9.50
ISBN 0-662-93335-4 à l'étranger: $11.40

Prix sujet à changement sans préavis

Tous droits réservés. On ne peut reproduire aucune partie du présent ouvrage, sous quelque forme ou par quelque procédé que ce soit (électronique, mécanique, photographique) ni en faire un enregistrement sur support magnétique ou autre pour fins de dépistage ou après diffusion, sans autorisation écrite préalable des Services d'édition, Centre d'édition du gouvernement du Canada, Ottawa, Canada K1A 0S9.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
Objectif	1
Contenu	1
Analyse énergétique	1
SECTION 1 VENTILATEURS	3
NOTIONS DE BASE	5
Types de ventilateurs	5
Mode de fonctionnement des ventilateurs	6
Mesure du débit d'air	7
Mesure de la performance des ventilateurs	8
Lois relatives aux ventilateurs	9
Performance des ventilateurs	11
Courbes caractéristiques des ventilateurs	11
Rendement des ventilateurs	12
Puissance des ventilateurs	13
Analyse énergétique des ventilateurs	14
Fonctionnement de groupe de ventilateurs	16
Poulies de ventilateurs	16
Conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur	18
Gaines d'entrée	18
Gaines de sortie	19
Résumé	20
APPAREILLAGE	21
Ventilateurs centrifuges	21
Ventilateurs à pales courbées vers l'avant	21
Ventilateurs à pales à profil aérodynamique	22
Ventilateurs à pales radiales	22
Ventilateurs à pales courbées et inclinées vers l'arrière	23
Ventilateurs axiaux	23
Ventilateurs à hélice	23
Ventilateurs axiaux à tubes	24
Ventilateurs axiaux à pales	24

Équipement auxiliaire des ventilateurs 24

Composants du système 26

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 27

Possibilités de maintenance 27

Exemples concrets de maintenance 27
1. Centrer l'entraînement du ventilateur et ajuster la tension des courroies 27
2. Graisser le ventilateur 27
3. Nettoyer le ventilateur 28
4. Régler le niveau de bruits et de vibrations du ventilateur 28
5. Obtenir l'efficacité des ventilateurs 28
6. Réparer les fuites 28
7. Remplacer les filtres à air encrassés 28
8. Mettre en application un programme d'entretien 28

Possibilités d'amélioration de coût modique 29

Exemples concrets de possibilité d'amélioration de coût modique 29
1. Réduire la vitesse du ventilateur pour satisfaire les demandes du système 29
2. Améliorer les conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur 29
3. Arrêter les ventilateurs d'évacuation lorsque l'immeuble est inoccupé 31

Possibilités de rénovation 31

Exemples concrets de rénovation 31
1. Installer un moteur à vitesse variable 31
2. Remplacer un ventilateur par un autre plus efficace 32
3. Remplacer les moteurs surdimensionnés 32
4. Installer un ventilateur auxiliaire 32
5. Installer un système de gestion des ventilateurs 33

SECTION 2 POMPES 53

NOTIONS DE BASE 55

Types de pompes 55

Mode de fonctionnement des pompes 56
Terminologie relative à la mécanique des fluides 56
Mesure du rendement des pompes 57
Conditions à l'aspiration de la pompe 58
Lois relatives aux pompes centrifuges 58
Mode de fonctionnement des pompes volumétriques 60

Performance des pompes 60
Courbes de fonctionnement des pompes centrifuges 60
Performance des courbes volumétriques 60
Courbes d'application 61
Rendement des pompes 61
Puissance des pompes 61
Analyse énergétique d'une pompe 63

Fonctionnement de groupes de pompes 65

Joints de pompes 65

Résumé 66

APPAREILLAGE 67

Pompes centrifuges 67
Pompes à écoulement radial 67
Pompes à turbine régénératrice 67
Pompes à turbine verticale 67
Pompes à écoulement axial 68

Pompes volumétriques 68
Pompes rotatives 68
Pompes alternatives 69

Joints de pompes 70
Joints de presse-étoupe 70
Joints mécaniques 71

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 73

Généralités 73

Possibilités de maintenance 73

Exemples concrets de maintenance 73
1. Joints de presse-étoupe 73
2. Tolérances critiques 73
3. Vérifier et régler les entraînements 74
4. Nettoyer la roue de la pompe 74
5. Appareils de régulation 74
6. Arrêter les pompes lorsqu'aucun débit n'est requis. 74
7. Programme d'entretien 74

Possibilités d'amélioration de coût modique 75

Exemples concrets d'amélioration de coût modique 75
1. Joints mécaniques 75
2. Réduction du débit 75

Possibilités de rénovation 76

Exemples concrets de rénovation 76

1. Installer un entraînement à vitesse variable 76
2. Installer une pompe plus efficace 77
3. Remplacer les moteurs surdimensionnés 77
4. Installer un système de gestion de l'énergie des pompes 78

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail
E Entraînements par moteur électrique

INTRODUCTION

Avant l'invention des systèmes à vapeur ou électriques, l'air et les liquides étaient déplacés par convection naturelle et gravité. L'évolution des appareils motorisés a débuté avec l'application de systèmes moteurs à des dispositifs élémentaires tels les pales oscillantes déplaçant l'air et les seaux déplaçant l'eau.

Puis, à mesure que le prix de ces systèmes a baissé, les appareils ont augmenté en taille et sont devenus plus courants. Les avantages remarquables qu'offraient ces appareils éclipsaient la grande quantité d'énergie consommée par les moteurs, et l'on portait vraiment peu d'attention à la gestion de cette énergie. Depuis quelque temps, à cause de la hausse du prix de l'énergie sous toutes ses formes, la tendance est d'économiser cette énergie en l'exploitant rationnellement.

L'usage de certains types de ventilateurs et de pompes étant courant dans la plupart des installations industrielles, des bâtiments commerciaux et des immeubles de caractère publique, leur rendement influence beaucoup les coûts d'exploitation de l'installation. La mise en application des *Possibilités de gestion de l'énergie* permet de réaliser d'importantes économies d'énergie et d'argent.

Objectif

L'objectif du présent module se résume comme suit:

- Établir les applications et les fonctions des ventilateurs et des pompes utilisés dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère publique.
- Élaborer des méthodes pour évaluer la consommation énergétique approximative de ces appareils.
- Susciter de l'intérêt pour les possibilités d'économies d'énergie et d'argent par la mise en application des possibilités de gestion de l'énergie.
- Mettre à la disposition de l'usager une série de *feuilles de travail* pouvant servir de base pour calculer les économies d'énergie et d'argent réalisées.

Les lecteurs doivent bien comprendre que le présent module n'est pas un manuel de conception, mais il renferme des renseignements et des outils de calcul pouvant servir à identifier des possibilités de gestion de l'énergie et à évaluer les économies d'énergie et d'argent.

Contenu

Le module traite séparément les ventilateurs et les pompes. Chaque section comprend les chapitres suivants:

- Le chapitre *Notions de base* décrit les principes de fonctionnement des appareils et fournit des équations simplifiées pour évaluer leurs besoins énergétiques. On y trouve également des schémas qui illustrent les principes en question et des exemples concrets démontrant l'application des équations.
- Le chapitre *Appareillage* décrit les appareils et étudie leurs caractéristiques quant à la consommation énergétique.
- Le chapitre *possibilités de gestion de l'énergie* donne une liste de possibilités d'économie d'énergie à examiner. Des équations de base sont utilisées dans les feuilles de travail pour calculer les économies d'énergie et d'argent ainsi que la période de rentabilité.

Les *Annexes* réunissent des documents de référence relatifs à ces sections, soit un glossaire, des tables, des tables de conversion, des feuilles de travail et des données précises pour calculer la consommation énergétique des *entraînements par moteur.*

Analyse énergétique

Le fonctionnement des ventilateurs et des pompes offre toujours des possibilités de gestion de l'énergie. La plupart de ces possibilités peuvent être identifiées lors d'une *analyse au passage* de l'installation. Cette analyse est d'autant plus fructueuse lorsqu'elle est effectuée par un spécialiste en économies d'énergie non membre du personnel de l'installation.

Des possibilités types relevées lors de l'analyse au passage peuvent être identifiées, par exemple par la fermeture partielle des pales d'entrée d'un ventilateur et le fonctionnement d'une pompe contre une vanne de régulation. Un personnel de gestion et d'exploitation vigilant et un bon programme d'entretien peuvent, avec un minimum d'effort, assurer une réduction de la consommation énergétique et de ce fait épargner de l'argent.

Il n'est pas toujours facile d'étudier les possibilités d'économie d'énergie lors d'une analyse au passage. On peut par exemple, observer le fonctionnement continu d'une pompe alimentant une tour d'eau d'un procédé, même si le procédé n'est opéré qu'en partie. Il semble évident que l'on puisse réaliser des économies en installant une plus petite pompe se prêtant mieux aux exigences actuelles du procédé. Mais certaines questions surgissent.

- Quelles doivent être le débit et la pression de l'eau?
- Comment peut-on modifier le réseau de tuyauteries de façon à en isoler certaines parties, sans affecter l'activité du procédé?
- Qu'arrivera-t-il lorsque le reste du procédé sera remis en service?
- En combien de temps le projet sera rentabilisé?
- Existe-t-il d'autres solutions, comme l'installation d'un entraînement à vitesse variable sur la pompe déjà en place, qui seraient aussi ou plus rentables?

Cette situation nécessite une *analyse de diagnostic* afin d'évaluer, par des calculs, la réduction du débit, la réduction de la consommation énergétique et les économies possibles. Cette analyse permet d'évaluer les économies d'argent et de calculer le coût prévu de l'achat et de l'installation des appareils modifiant le système déjà existant et par conséquent, d'évaluer la rentabilité du projet.

Les possibilités de gestion de l'énergie se divisent en trois catégories:

- Les *Possibilités de maintenance* sont des initiatives d'économie d'énergie *exécutées de façon périodique, au moins une fois par année*. Le réglage des entraînements par courroie, le graissage des paliers et le nettoyage des pales de ventilateur en sont des exemples.
- Les *Possibilités d'amélioration de coût modique* sont des initiatives de gestion de l'énergie *réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé*. Le remplacement des courroies et le rognage des turbines d'une pompe en sont des exemples.
- Les *Possibilités de rénovation* sont des initiatives de gestion de l'énergie *réalisées en une seule fois et dont le coût est important*. Le remplacement complet des ventilateurs et des pompes en est un exemple.

Le choix entre les possibilités d'amélioration de coût modique et les possibilités de rénovation sont habituellement fonction de l'importance, du type et de la politique financière de l'entreprise.

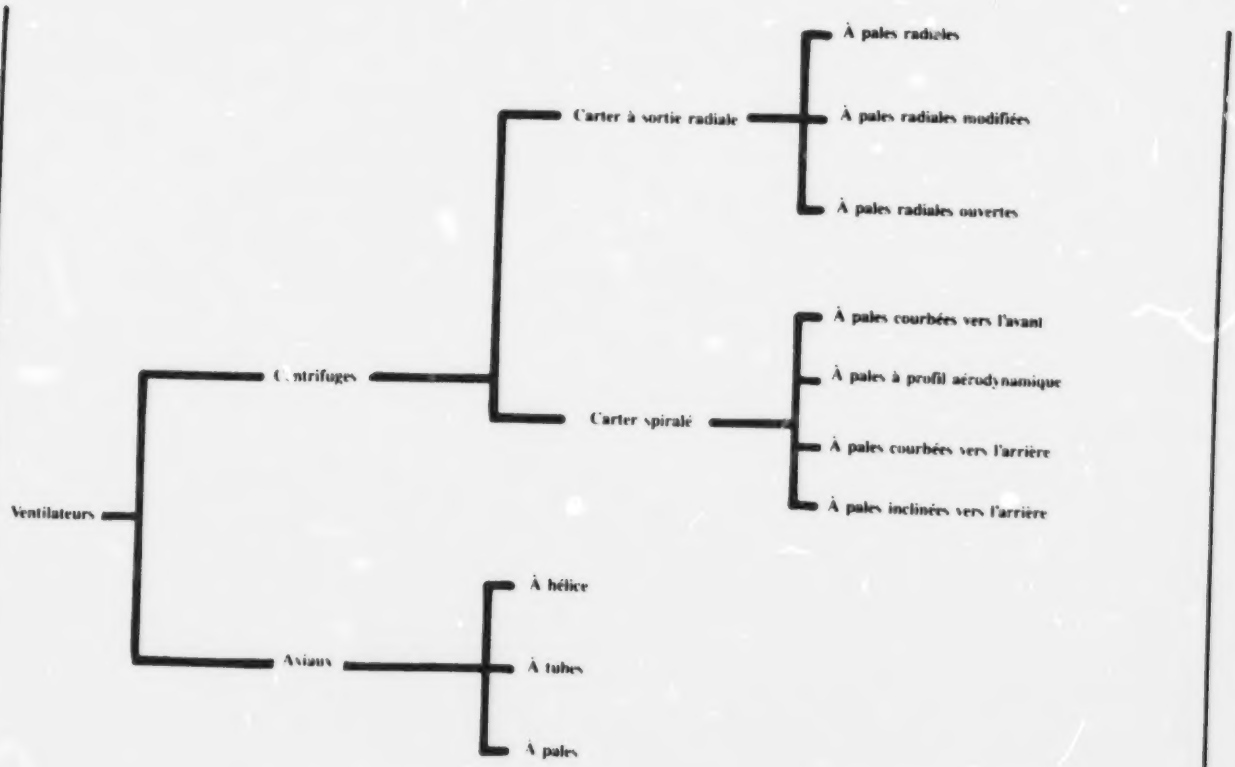
SECTION 1 VENTILATEURS

NOTIONS DE BASE

Les ventilateurs fournissent la force motrice nécessaire au déplacement de l'air contre la résistance d'un réseau transporteur d'air. Ils peuvent alimenter une pièce en air ou en extraire de l'air pollué. Lorsque le système transporteur d'air comporte un réseau de gaines, les ventilateurs peuvent être placés à l'extérieur de la pièce et un seul ventilateur peut être utilisé pour plus d'une pièce.

Types de ventilateurs

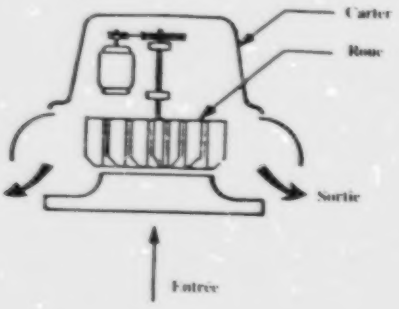
La figure 1 classe les divers types de ventilateurs d'usage courant dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public.



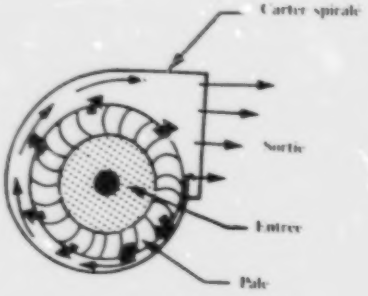
Types de ventilateurs
Figure 1

Les composants de base du ventilateur consistent en une roue et un carter pour diriger le débit d'air. Les principes de base du fonctionnement des ventilateurs sont traités sous les deux rubriques principales *ventilateurs centrifuges* et *ventilateurs axiaux*.

Les *ventilateurs centrifuges* déplacent l'air grâce à la force centrifuge produite par le déplacement de l'air entre les pales de la roue et l'inertie générée par la vitesse de l'air quittant les pales de celle-ci. Le carter d'un ventilateur centrifuge peut être *à sortie radiale continue* (figure 2) ou *spiralé* à sortie unique (figure 3). Le carter à sortie radiale continue souffle efficacement l'air lorsqu'aucun raccord de gaine en aval n'est requis, tandis que le carter spiralé produit l'écoulement d'air à haute vitesse. Cette air se comprime et se dirige unidirectionnellement vers un réseau de gaines.

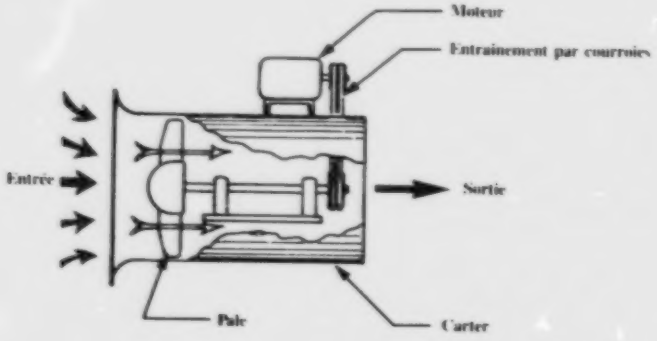


Ventilateur centrifuge à sortie radiale
Figure 2



Ventilateur centrifuge à carter spiralé
Figure 3

Dans les *ventilateurs axiaux*, l'air est propulsé par la variation de la vitesse de l'air se déplacant sur les pales de la roue. Aucune énergie est ajoutée à l'air par les forces centrifuges. La figure 4 illustre une version simplifiée du ventilateur axial.



Déplacement d'air produit par un ventilateur axial
Figure 4

Mode de fonctionnement des ventilateurs

L'air est un gaz compressible. Même si la densité d'un gaz augmente en fonction d'une hausse de pression ou d'une diminution de température, l'air est considéré comme non compressible et à densité constante dans le présent module pour faciliter les calculs: les résultats seront suffisamment précis pour fins d'évaluation. Cependant, lorsque la précision des calculs est nécessaire pour les écoulements d'air à haute ou basse température, il faudra tenir compte de l'effet de la température sur la densité de l'air. L'effet de la densité de l'air sur le rendement d'un ventilateur est décrit dans la publication 201 de l'Air Movement and Control Association (AMCA) et dans l'Equipment Handbook de l'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE).

Mesure du débit d'air

La *pression totale* du débit d'air circulant dans une gaine est la somme de la *pression statique* exercée sur les parois de la gaine et de la *pression dynamique* de l'air en mouvement (figure 5). Le tube de Pitot représenté est un appareil couramment employé pour mesurer la pression dynamique. Afin d'obtenir une valeur exacte de cette dernière, des lectures doivent être prises dans toute la section transversale, tel que le montre la figure ci-après. On calcule alors la pression dynamique pour chaque position et la moyenne des valeurs obtenues. À partir de ces résultats, la vitesse de l'air dans une gaine peut être calculée comme suit:

$$\text{vel} = 0{,}764 \times \left(\frac{T \times P_V}{B}\right)^{0{,}50}$$

où vel = vitesse moyenne de l'air (m/s)

T = température (K) (°C + 273,15)

P_V = pression dynamique (Pa)

B = pression barométrique [kPa (abs.)]

0,764 = constante et facteur de conversion.

On peut simplifier l'équation pour tenir compte des conditions normales de 20°C et de 101,325 kPa.

$$\text{vel} = 1{,}30 \times P_V^{0{,}50}$$

On peut maintenant calculer le débit:

$$f_a = \text{vel} \times \text{Ad} \times 1\,000$$

où f_a = débit d'air (L/s)

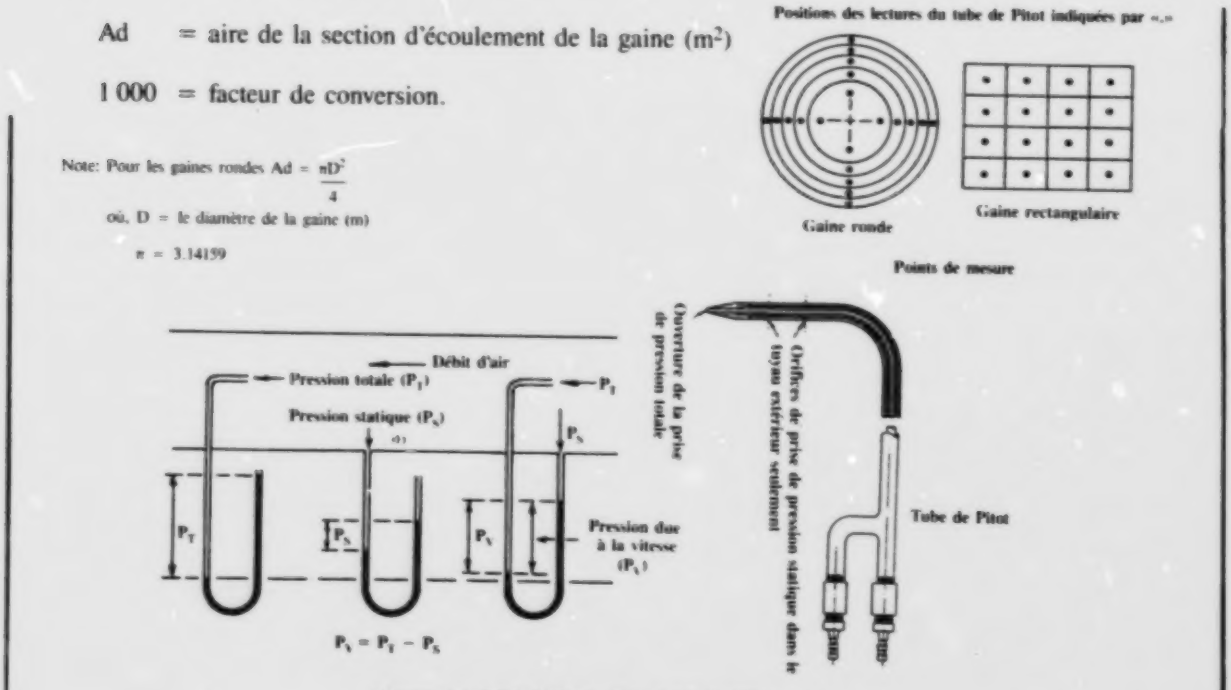
Ad = aire de la section d'écoulement de la gaine (m^2)

1 000 = facteur de conversion.

Note: Pour les gaines rondes $\text{Ad} = \frac{\pi D^2}{4}$

où, D = le diamètre de la gaine (m)

π = 3.14159



Mesure de débit à l'aide d'un tube de Pitot
Figure 5

Mesure de la performance des ventilateurs

On peut facilement évaluer la performance d'un ventilateur en effectuant des calculs basés sur les données relevées à l'entrée et à la sortie de ce dernier, tel que décrit précédemment. Plusieurs facteurs influencent cependant la précision de ces données.

- Débit d'air non perpendiculaire au plan de mesure.
- Distribution inégale de la vitesse.
- Forme irrégulière de la conduite ou de la gaine.
- Pertes d'air entre le plan de mesure et le ventilateur.

La publication 203 intitulée «Field Performance Measurements» diffusée par l'Air Movement and Control Association Inc. (AMCA) renseigne sur les méthodes et l'équipement relatifs à la mesure précise de la performance d'un ventilateur.

À partir des résultats obtenus, on peut calculer la *pression différentielle totale* du ventilateur.

$$DP_T = P_{So} + P_{Vo} - P_{Si} - P_{Vi}$$

où DP_T = pression différentielle totale (Pa)

P_{So} = pression statique à la sortie [Pa(eff.)]

P_{Vo} = pression due à la vitesse à la sortie (Pa)

P_{Si} = pression statique à l'entrée [Pa(eff.)]

P_{Vi} = pression due à la vitesse à l'entrée (Pa).

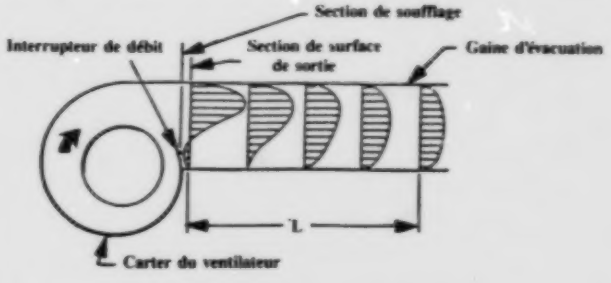
On peut calculer également la *pression différentielle statique totale du ventilateur.*

$$DP_S = P_{So} - P_{Si} - P_{Vi}$$

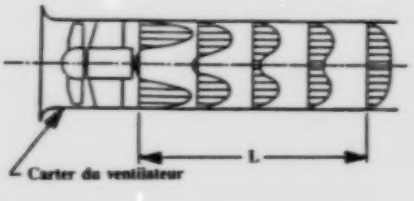
où DP_S = pression différentielle statique totale du ventilateur (Pa).

On n'a pas tenu compte dans ces équations, de l'effet des conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur. Les résultats sont toutefois suffisamment précis pour servir de base à d'autres calculs relatifs à la puissance du ventilateur et à son rendement statique.

La figure 6 montre comment le *profil de vitesse* de l'air varie lorsque de l'air est soufflé dans une gaine par un ventilateur centrifuge à sortie unique. À la sortie du ventilateur, la vitesse inégale de l'air devient plus uniforme à mesure que ce dernier s'éloigne de l'appareil. La figure 7 montre le profil de vitesse de l'air lorsque ce dernier est soufflé dans une gaine par un ventilateur axial. Initialement la vitesse maximum de l'air de sortie du ventilateur se situe près du centre des pales. «L» est la distance entre la sortie du ventilateur et le point dans la gaine où l'on estime que le débit est suffisamment uniforme pour obtenir une mesure précise. Des coudes ou des raccords installés à l'intérieur de cette distance créeront une chute anormale de pression due aux conditions inégales de vitesse.



Évacuation de l'air par un ventilateur centrifuge à sortie unique
Figure 6



Évacuation de l'air par un ventilateur axial
Figure 7

On peut évaluer la distance L dans une gaine ronde pour une vitesse de 12,7 m/s ou moins, à l'aide de l'équation suivante.

$$L = 2{,}5 \times \text{diamètre de la gaine}$$

Lorsque la vitesse est supérieure à 12,7 m/s, on peut calculer la distance comme suit:

$$L = (2{,}5 \times \text{diamètre de la gaine}) + \left[\left(\frac{\text{vitesse moyenne de l'air} - 12{,}7}{5}\right) \times \text{diamètre de la gaine}\right]$$

Pour calculer la distance L pour une gaine rectangulaire de hauteur a et de largeur b, le diamètre équivalent pour une gaine ronde doit d'abord être calculé comme suit:

$$D_e = (1{,}273 \times a \times b)^{0.50}$$

où D_e = diamètre équivalent de la gaine ronde (m)

a = hauteur de la gaine rectangulaire (m)

b = largeur de la gaine rectangulaire (m)

1,273 = $\frac{4}{\pi}$ étant le rapport entre le carré du diamètre et la surface d'un cercle.

On peut déterminer la longueur d'une gaine pour un débit uniforme donné de la manière suivante.

Dans une gaine de 0,6 m de hauteur sur 1 m de largeur raccordée à un ventilateur centrifuge, s'écoule de l'air dont la vitesse moyenne est de 15,2 m/s. On veut déterminer la distance minimum entre le ventilateur et un raccord pour une gaine d'embranchement.

Diamètre équivalent de la gaine, $D_e = (1{,}273 \times 0{,}6 \times 1{,}0)^{0.50}$

$= 0{,}874$ m.

Distance requise, $L = (2{,}50 \times 0{,}874) + \left[\left(\frac{15{,}2 - 12{,}7}{5}\right) \times 0{,}874\right]$

$= 2{,}622$ m

Lois relatives aux ventilateurs

Les lois relatives aux ventilateurs s'appliquent aux variables de la performance d'un ventilateur centrifuge. Le débit, la vitesse du ventilateur, la pression différentielle et la puissance sont les variables traitées dans le présent module. Les lois de la ventilation peuvent être énoncées ou présentées sous forme d'équations.

- Le débit est proportionnel à la vitesse du ventilateur.
- La pression différentielle totale est proportionnelle au carré de la vitesse du ventilateur.
- La puissance d'alimentation est proportionnelle au cube de la vitesse du ventilateur.

$$\frac{f_{a2}}{f_{a1}} = \frac{n_2}{n_1}, \quad \frac{DP_{T2}}{DP_{T1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad \frac{Wf_{i2}}{Wf_{i1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

où f_{a1}, f_{a2} = débits d'air initial et final (L/s)

n_1, n_2 = vitesses initiale et revisée du ventilateur (tr/min)

DP_{T1}, DP_{T2} = pressions différentielles totales initiale et finale (kPa)

Wf_{i1}, Wf_{i2} = puissances initiale et finale du ventilateur (kW)

On peut combiner ces équations pour déterminer les caractéristiques de performance corrélatives. On peut par exemple, combiner les équations de pression et de puissance et obtenir l'équation suivante pour calculer la puissance du ventilateur lorsque la pression différentielle totale varie.

$$Wf_{i2} = Wf_{i1} \times \left(\frac{DP_{T2}}{DP_{T1}}\right)^{1.5}$$

Les équations de débit et de puissance peuvent également être combinées pour calculer la puissance du ventilateur lorsque le débit d'air varie.

$$Wf_{i2} = Wf_{i1} \times \left(\frac{f_{a2}}{f_{a1}}\right)^{3}$$

On ne peut obtenir ces rapports que si les caractéristiques du système de ventilation sont constantes. Si ces dernières varient, comme dans un système doté de registres de réglage automatique de débit, on doit d'abord déterminer les conditions du système pour chaque débit.

Les lois de la ventilation peuvent être appliquées comme suit.

Un ventilateur forçant 3 000 L/s d'air contre une pression différentielle totale de 500 Pa, fonctionne à 700 tr/min et consomme 2,9 kW. Le ventilateur fonctionne 3 600 heures par année. Après une étude détaillée du système de ventilation, on en conclut que le débit d'air peut être réduit de 500 L/s. Cet exemple illustre une réduction de la pression différentielle totale et de la consommation électrique.

En combinant les équations de débit et de pression, on peut calculer la pression différentielle totale au nouveau débit comme suit:

$$DP_{T2} = DP_{T1} \times \left(\frac{fa_2}{fa_1}\right)^{2}$$

$$= 500 \times \left(\frac{2\ 500}{3\ 000}\right)^{2}$$

$$= 347 \text{ Pa}$$

En combinant les équations de pression et de puissance, on peut calculer la consommation à la pression différentielle totale réduite comme suit:

$$Wf_{i2} = Wf_{i1} \times \left(\frac{DP_{T2}}{DP_{T1}}\right)^{1.5}$$

$$= 2{,}9 \times \left(\frac{347}{500}\right)^{1.5}$$

$$= 1{,}68 \text{ kW}$$

On obtient les mêmes résultats en combinant les équations de débit et de puissance:

$$Wf_{i2} = Wf_{i1} \times \left(\frac{f_{a2}}{f_{a1}}\right)^{3}$$

$$= 2{,}9 \times \left(\frac{2\ 500}{3\ 000}\right)^{3}$$

$$= 1{,}68 \text{ kW}$$

Si le coût de l'électricité est de 0,05$ par kWh et que le ventilateur fonctionne 3 600 heures par année, on obtient l'économie annuelle suivante:

Économie = (2,9 − 1,68) x 0,05 x 3 600

= 220$/an

Performance des ventilateurs

Lorsqu'elles sont disponibles, les tables de performance des fabricants constituent la source de données la plus fiable pour obtenir les caractéristiques de fonctionnement et la consommation électrique nominale d'un ventilateur. Lorsque ces données ne sont pas disponibles, on peut évaluer la consommation électrique d'un ventilateur à partir de mesures, des lois de la ventilation et des équations de la puissance du ventilateur traitées dans la présente section.

Courbes des caractéristiques des ventilateurs

La figure 8 présente un graphique type des caractéristiques de fonctionnement d'un ventilateur. La figure donne, pour les dimensions et la vitesse d'une roue donnée, une échelle de valeurs pour un soufflage libre sans obstruction allant jusqu'à l'absence de soufflage avec blocage de débit. Par exemple, pour 50% de débit d'air libre maximal, on peut déterminer les caractéristiques suivantes à partir des courbes:

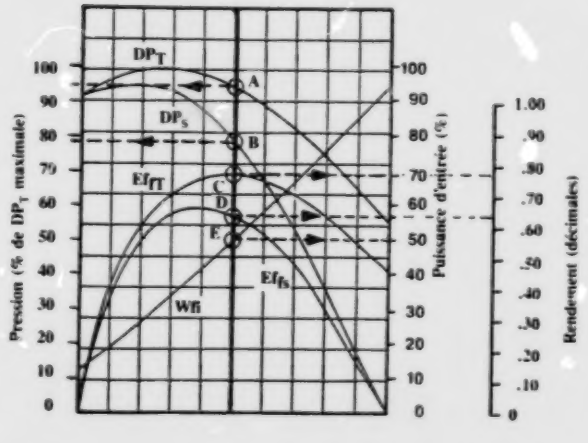
Pression différentielle totale, DP_T = 94% (Point A)

Pression différentielle statique, DP_S = 79% (Point B)

Rendement total du ventilateur, EF_{fT} = 0,76 (Point C)

Rendement statique du ventilateur, EF_{fS} = 0,63 (Point D)

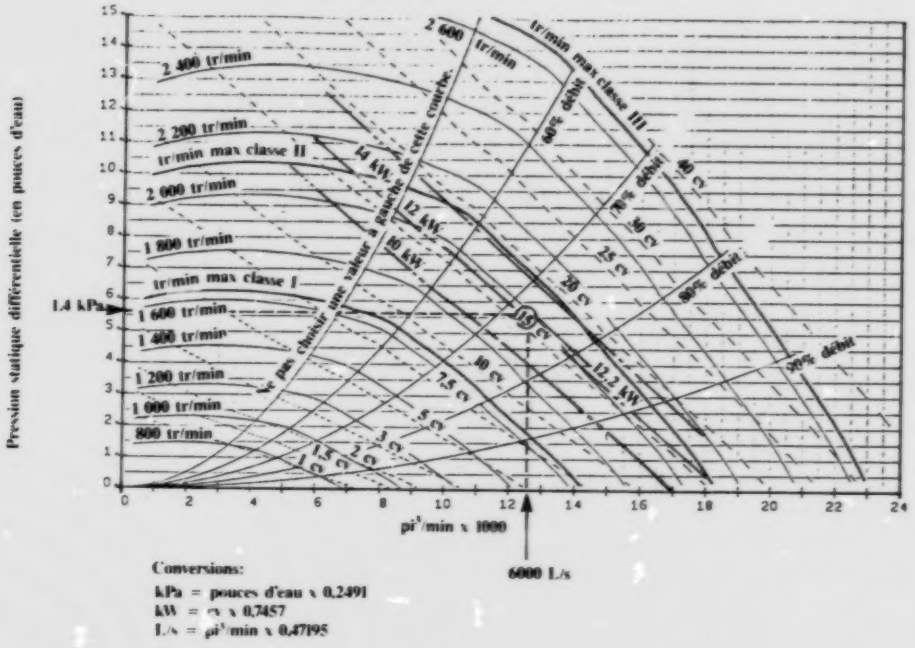
Puissance d'entrée du ventilateur, Wf_i = 50% (Point E)



DP_T = pression différentielle totale
DP_S = pression statique différentielle
Ef_{fT} = rendement total
Ef_{fs} = rendement statique du ventilateur
Wf_i = puissance d'entrée

Courbes caractéristiques types d'un ventilateur
Figure 8

À la figure 9, on obtient une courbe caractéristique type grâce aux données provenant d'une table de performance du fabricant. Ces données peuvent également être utilisées directement dans la plupart des applications. La courbe sert à illustrer graphiquement les rapports entre les variables de performance. Par exemple, lorsque le débit est de 6 000 L/s et que la pression statique différentielle est de 1,4 kPa, le ventilateur doit fonctionner à 2 000 tr/min et consommer 12,2 kW.



Courbe de fonctionnement type d'un ventilateur
Figure 9

Rendement des ventilateurs

Le rendement d'un ventilateur peut être représenté par le *rendement total* ou le *rendement statique* et exclut en général les rendements du moteur et de l'entraînement.

Le *rendement total* d'un ventilateur représente la dépense totale d'énergie utile divisée par la puissance d'entrée à l'arbre du ventilateur. On calcule le rendement total, ou mécanique, à l'aide de l'équation suivante:

$$Ef_{fT} = \frac{f_a \times DP_T}{1\,000 \times Wf_i}$$

où Ef_{fT} = rendement total du ventilateur (en décimales)

f_a = débit d'air (L/s)

Wf_i = puissance d'entrée à l'axe du ventilateur (kW)

1 000 = facteur de conversion

Le rendement total représente adéquatement la performance d'un ventilateur lorsqu'on connaît la pression différentielle totale ou qu'on peut la déterminer avec précision.

Le *rendement statique* d'un ventilateur représente la puissance de sortie, basée sur la pression statique différentielle totale, divisée par la puissance d'entrée à l'arbre du ventilateur, et peut être calculé à l'aide de l'équation suivante:

$$Ef_{fS} = \frac{f_a \times DP_S}{1\,000 \times Wf_i}$$

où Ef_{fS} = rendement statique du ventilateur (en décimales).

Lorsque la vitesse dans les gaines du système est inférieure à 7,5 m/s, la différence entre le rendement statique et le rendement total est habituellement négligeable. Toutefois, le rendement statique établi dans les tables des fabricants ne représente pas toujours adéquatement la performance du ventilateur. Les deux conditions suivantes doivent faire l'objet d'une attention particulière lors du calcul du rendement statique.

- Lorsque la différence de vitesse à l'entrée et à la sortie du ventilateur est très grande, le rendement statique est trompeur en raison de la différence des pressions dues à la vitesse (énergie cinétique) entre l'entrée et la sortie.
- Le rendement statique d'un ventilateur fonctionnant sans gaine d'évacuation peut être trompeur parce qu'il est impossible de transformer la pression due à la vitesse en pression statique.

Puissance des ventilateurs

La *puissance idéale* est la puissance requise pour déplacer un volume d'air donné contre la pression statique différentielle totale du système. On calcule cette valeur comme suit:

$$Wf = \frac{f_a \times DP_T}{1\,000}$$

où Wf = puissance idéale (kW)

f_a = débit d'air (L/s)

DP_T = pression différentielle totale du système (Pa)

1 000 = facteur de conversion

Lorsque des tables de performance du fabricant ne sont pas disponibles, les calculs relatifs à la puissance idéale peuvent servir à évaluer l'effet de changement d'un système. On peut, par exemple, déterminer l'effet d'une variation de débit d'air et de pression différentielle totale sur la puissance d'entrée d'un moteur de ventilateur en multipliant la puissance d'entrée initiale mesurée par le rapport des puissances idéales. On peut évaluer la puissance d'entrée initiale d'un moteur électrique (Wm_{i1}) à l'aide des méthodes décrites à l'annexe E et calculer la puissance d'entrée corrigée à l'aide de l'équation suivante:

$$Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wf_2}{Wf_1}$$

où Wm_{i1}, Wm_{i2} = puissances d'entrée initiale et corrigée du moteur (annexe E) (kW).

Wf_1, Wf_2 = puissances idéales du ventilateur aux conditions initiale et corrigée (kW)

La puissance d'entrée totale requise par un ventilateur doit compenser les pertes entraînées par le rendement du ventilateur, de l'entraînement et du moteur. L'équation détaillée suivante donne la puissance d'entrée du moteur en fonction des conditions du système et du rendement des composants.

$$Wm_i = \frac{f_a \times DP_T}{Ef_{fT} \times Ef_d \times Ef_m \times 1\,000}$$

où Ef_{fT} = rendement total du ventilateur (en décimales)

Ef_d = rendement de l'entraînement (en décimales)

Ef_m = rendement du moteur (en décimales) (Annexe E)

1 000 = facteur de conversion

La perte par transmission est habituellement représentée par un pourcentage de la puissance de sortie du moteur. Lorsque cette valeur est inconnue, on peut utiliser les valeurs données à la table 1. On peut calculer le rendement de l'entraînement à partir de la perte par transmission à l'aide de l'équation suivante:

$$Ef_d = \frac{1 - \text{perte par transmission}}{100}$$

La perte par transmission est exprimée en pourcentage.

100 = conversion du pourcentage en décimales.

L'équation modifiée suivante peut être utilisée si nécessaire pour évaluer la puissance d'entrée requise à l'arbre du ventilateur.

$$Wf_i = \frac{f_a \times DP_T}{EF_{fT} \times 1\,000}$$

où Wf_i = puissance d'entrée à l'arbre du ventilateur (kW).

On peut calculer, en combinant les équations précédentes, la puissance d'entrée nette à l'arbre du ventilateur d'un système d'entraînement donné.

$$Wf_i = Wm_i \times Ef_m \times Ef_d$$

Analyse énergétique des ventilateurs

L'exemple suivant est tiré des notions de base et fondé sur les équations présentées dans les sections précédentes.

Le système de ventilation d'un bâtiment comporte un ventilateur axial et des sections de gaines droites à l'entrée et à la sortie (figure 10). Les raccords ont été profilés de manière à assurer une puissance maximale à la sortie du ventilateur. Aucune table de performance n'était disponible pour le système et ses composants.

Un tube de Pitot, un manomètre et d'autres appareils de mesure ont été utilisés pour déterminer les valeurs suivantes.

Pression barométrique, B = 101,325 kPa (abs.)

Température de l'air, T = 20°C (293,15 K)

Pression dynamique à l'entrée, P_{Vi} = 78,4 Pa

Pression dynamique à la sortie, P_{Vo} = 150,9 Pa

Pression statique à l'entrée, P_{Si} = −274,4 Pa (eff.)

Pression statique à la sortie, P_{So} = 294 Pa (eff.)

Aire de la section de la gaine (calculé) A_d = 0,302 m^2 à l'entrée

Intensité du moteur électrique (mesuré) I = 3,65 A,moyenne de 3 lectures

Tension du moteur électrique, (mesuré) V = 593 V,moyenne de 3 lectures

Facteur de puissance, (mesuré) p.f. = 0,99 moyenne sur 3 phases

Rendement nominal du moteur, Ef_m = 0,82

Vitesse moyenne de l'air, $vel = 0{,}764 \times \left(\frac{T \times P_{Vi}}{B}\right)^{0.50}$

$$= 0{,}764 \times \left(\frac{293{,}15 \times 78{,}4}{101{,}325}\right)^{0.50}$$

$$= 11{,}5 \text{ m/s}$$

Débit d'air, f_a = vel x AD x 1 000

= 11,5 x 0,302 x 1 000

= 3 473 L/s

Pression différentielle totale du ventilateur, $DP_T = P_{So} + P_{Vo} - P_{Si} - P_{vi}$

$$= 294 + 150{,}9 - (-274{,}4) - 78{,}4$$

$$= 641 \text{ Pa}$$

Puissance d'entrée (annexe E), $Wm_i = \frac{V \times I \times 1{,}73 \times p.f.}{1\,000}$

$$= \frac{593 \times 3{,}65 \times 1{,}73 \times 0{,}99}{1\,000}$$

$$= 3{,}71 \text{ kW}$$

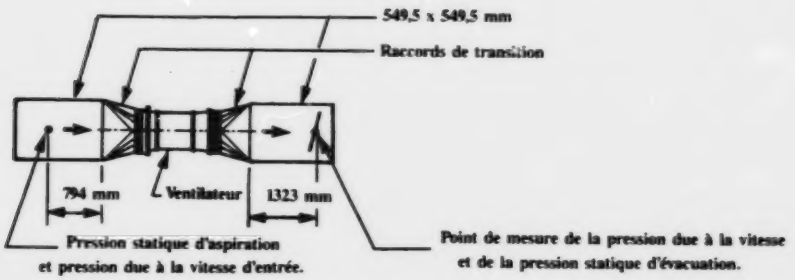


Diagramme d'un système de ventilation
Figure 10

Puissance de sortie du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$= 3{,}71 \times 0{,}82$

$= 3{,}04$ kW

Perte par transmission (table 1) = 9,4 %

Rendement de l'entraînement, $Ef_d = 1 - \frac{9{,}4}{100}$

$= 0{,}91$

Puissance d'entrée du ventilateur, $Wf_i = Wm_i \times Ef_m \times Ef_d$

$= 3{,}71 \times 0{,}82 \times 0{,}91$

$= 2{,}77$ kW

Rendement total du ventilateur, $Ef_{fT} = \frac{f_a \times DP_T}{1\,000 \times Wf_i}$

$= \frac{3\,473 \times 0{,}641}{1\,000 \times 2{,}77}$

$= 0{,}80$

On obtient un rendement total de 0,80 ou 80 %. Cette valeur se compare très bien au rendement normal de 70 à 85 % obtenu pour un système de ce genre et indique qu'avec l'installation d'un groupe de ventilateurs en série ou en parallèle, on peut augmenter la presssion différentielle ou le débit d'air du système.

Fonctionnement de groupe de ventilateurs

Pour augmenter la pression différentielle, on peut raccorder deux ventilateurs en *série*. Idéalement, la pression totale est égale à la somme des pressions différentielles au même débit d'air (figure 11). En pratique, si le ventilateur du deuxième stage est installé trop près du premier, il peut y avoir une importante perte de rendement en raison de l'irrégularité des vitesses. Pour l'installation de ces appareils, on recommande de consulter les fabricants de ventilateurs ou d'autres personnes compétentes dans le domaine.

Lorsqu'on veut augmenter le débit d'air, on peut installer des ventilateurs en *parallèle*. Idéalement, le débit total est égal à la somme des débits à une même pression différentielle (figure 12). Toutefois, si les conditions à l'entrée et à la sortie ne sont pas bonnes, le débit total de ces ventilateurs peut être inférieur à la valeur idéale. La figure montre une plage où le fonctionnement est instable et dans laquelle la courbe du système croise la courbe combinée de fonctionnement en deux points. Un des ventilateurs sera sous-chargé et fonctionnera à faible rendement alors que le deuxième répondra à la plupart des besoins du système et consommera beaucoup plus de kilowatts que le premier. On peut remédier à cette situation en faisant fonctionner les deux ventilateurs simultanément et en dotant le système d'appareils de régulation appropriés. On suggère de consulter le fabricant de ventilateurs avant d'installer le système de régulation.

Poulies de ventilateurs

On peut réduire le débit d'air ou la pression différentielle totale d'un ventilateur entraîné par courroie, et par conséquent réaliser des économies, en réduisant la vitesse de celui-ci. On varie la vitesse en changeant le *diamètre primitif* des poulies. On change habituellement la poulie la moins chère des deux. Le choix final de la poulie à changer est déterminé par les contraintes d'espace, par les limites minimales admissibles du diamètre de la poulie vis-à-vis les courroies de transmission et par le type de poulie du moteur. S'il n'y a pas de contraintes d'espace, il peut s'avérer moins cher de remplacer une grosse poulie de ventilateur qu'une petite poulie de moteur à diamètre réglable.

Lorsqu'il faut changer la poulie de l'axe du ventilateur, l'équation suivante est utilisée:

$$D_2 = D_1 \times \frac{n_1}{n_2}$$

où D_1, D_2 = diamètre primitif initial et corrigé (mm)

n_1, n_2 = vitesses initiale et corrigée du ventilateur (tr/min)

Lorsque la poulie du moteur est à changer, il faut utiliser l'équation suivante:

$$D_2 = D_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

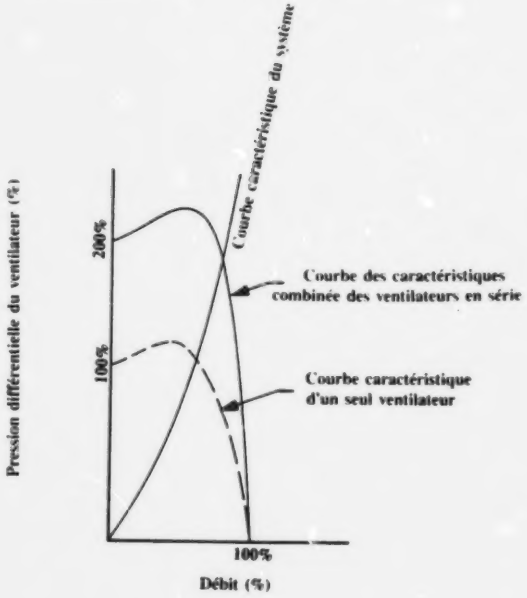
Par exemple, le diamètre primitif d'une poulie de moteur d'un ventilateur fonctionnant à 852 tr/min est de 100 mm. On peut calculer le diamètre primitif de cette poulie pour qu'elle entraîne le ventilateur à une vitesse de 750 tr/min, comme suit:

$$D_2 = D_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

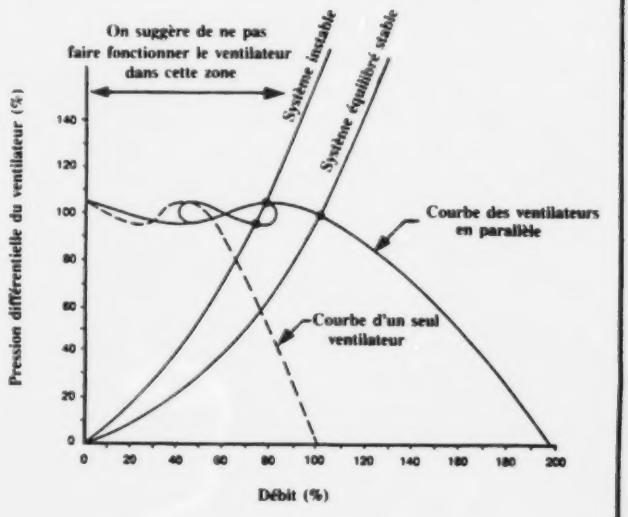
$$= 100 \times \frac{750}{852}$$

$$= 88 \text{ mm}$$

La réduction de vitesse du ventilateur entraîne une réduction de sa puissance d'entrée.



Courbe caractéristique de deux ventilateurs en série
Figure 11



Courbe caractéristique de deux ventilateurs en parallèle
Figure 12

Conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur

Certaines conditions changent les caractéristiques aérodynamiques d'un ventilateur et empêchent celui-ci d'assurer un plein rendement:

- Débit d'entrée irrégulier.
- Turbulence à la sortie du ventilateur.
- Raccords de sortie inappropriés.

La détermination précise des effets de ces facteurs sur la performance d'un ventilateur ne peut être obtenue que par des calculs détaillés effectués par des personnes spécialistes des critères de conception des gaines d'entrée et de sortie de ventilateurs.

Les observations suivantes décrivent les conditions idéales et mauvaises à l'entrée et à la sortie d'un ventilateur pour que le lecteur soit en mesure d'identifier ces conditions et d'agir en conséquence. Les méthodes servant à déterminer les effets de ces conditions sur la performance d'un ventilateur sont énoncées dans la publication 201 de l'AMCA.

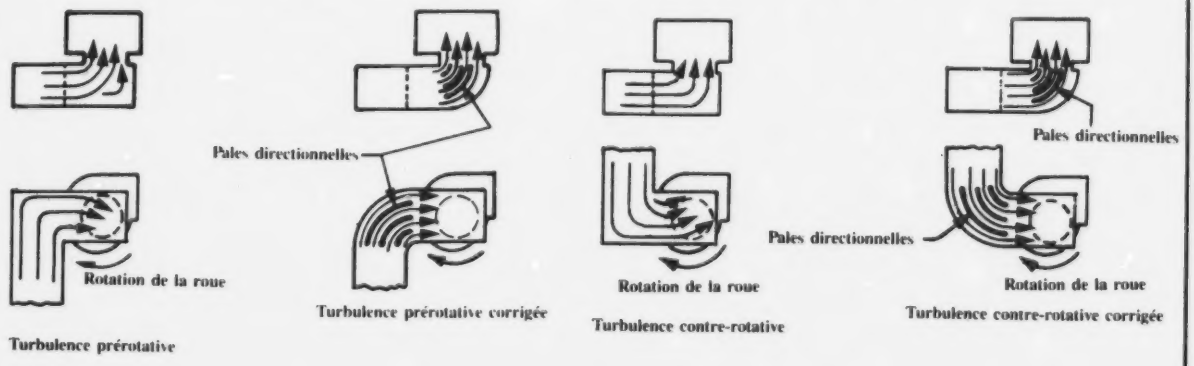
Gaines d'entrée

Lorsque les conditions à l'entrée d'un ventilateur sont mauvaises, la performance de ce dernier se détériore. Les conditions à l'entrée ont habituellement plus d'effet sur la performance d'un ventilateur lorsque la pression différentielle est faible que lorsqu'elle est très élevée. Le ventilateur assure une performance maximale lorsque l'aire de la section d'une gaine d'entrée représente 92,5 à 112,5% de la surface d'entrée de ce ventilateur. Les parois des raccords de transition installées à l'entrée du ventilateur doivent converger à un maximum de 15° et diverger à un angle maximal de 7°.

Lorsque les conditions à l'entrée sont optimales, l'air s'introduit dans la roue du ventilateur dans le sens de l'axe de l'arbre de façon uniforme et sans turbulence.

Lorsque les conditions à l'entrée de ventilateur sont très mauvaises, il se crée à cet endroit une turbulence. Une turbulence dans le sens de rotation de la roue réduit la puissance de sortie et le rendement du ventilateur. Dans la figure 13, des pales directionnelles sont installées pour corriger la turbulence prérotative à l'entrée d'un ventilateur centrifuge. Lorsque la situation n'est pas corrigée, l'installation peut accuser des pertes allant jusqu'à 45%.

Lorsque la turbulence est dans le sens inverse du sens de rotation de la roue, la puissance du ventilateur n'est peut-être pas réduite mais ce dernier consomme plus d'électricité. Dans la figure 14, des pales directionnelles sont installées pour réduire cette contre-rotation.



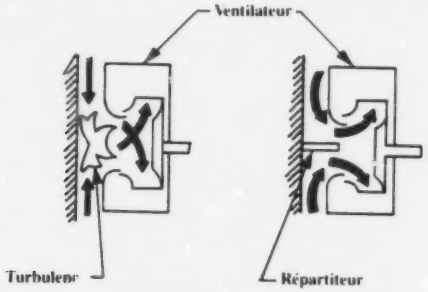
Turbulence prérotative
Figure 13

Turbulence contre-rotative
Figure 14

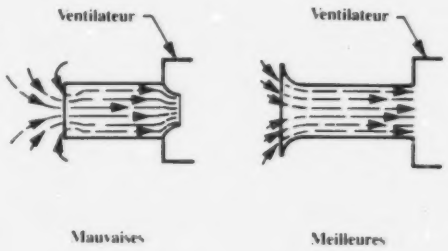
Un registre papillon installé trop près de l'entrée du ventilateur peut causer de la turbulence et réduire le rendement du ventilateur. Il faut, si possible, installer le registre à une distance au moins égale à la distance de sortie L, telle que déterminée à la section *Mesure de la performance des ventilateurs*.

La figure 15 montre un ventilateur centrifuge, dont l'entrée est près d'un mur, avec et sans répartiteur d'air. Lorsqu'il n'y a pas de répartiteur d'air, les débits d'air de sens opposés se heurtent et causent de la turbulence à l'entrée du ventilateur. Lorsqu'il y a un répartiteur d'air, les débits d'air ne peuvent pas se heurter et la résistance à l'entrée du ventilateur est réduite, augmentant ainsi sa performance.

La figure 16 illustre des formes de raccords d'entrée pour des ventilateurs sans gaine d'entrée. Il est à noter qu'une entrée montée en cloche améliore la trajectoire de débit et par conséquent, augmente la performance du ventilateur.



Répartiteur d'air
Figure 15



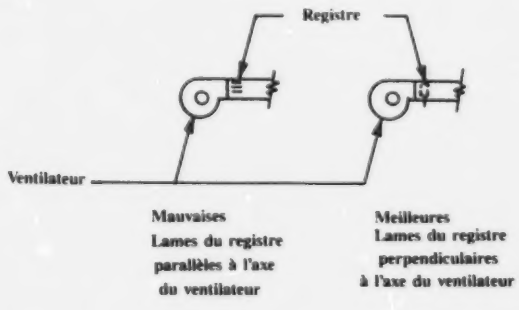
Conditions d'entrée
Figure 16

Gaines de sortie

Semblables aux gaines d'entrée, les gaines de sortie doivent avoir une surface de la section de 87,5 à 107,5 % de la surface de sortie du ventilateur pour assurer une performance maximale. Les parois d'un raccord qui relie le ventilateur à la gaine d'évacuation doivent converger à un angle maximum de 15° et diverger à un angle maximal de 7°.

La distance L dans les figures 6 et 7 représente la distance au-delà de la surface de sortie du ventilateur à laquelle on obtient un débit régulier. Il s'agit de la longueur minimale désirée de section droite de gaine avant que le réseau de gaines ne change de direction. Si le débit d'air change de direction à l'intérieur de cette longueur de gaine, la performance du ventilateur est réduite. On utilise couramment des pales directionnelles pour parer à cette éventualité. Toutefois, ces pales peuvent prolonger le profil de vitesse irrégulier au-delà des coudes jusqu'à d'autres raccords, ce qui amplifie les effets négatifs sur le ventilateur. Les mouvements giratoires provoqués dans les gaines d'évacuation doivent être dirigés dans le même sens que le débit naturel de l'air soufflé par le ventilateur pour assurer la performance optimale de ce dernier.

Lorsque les lames des registres de réglage sont perpendiculaires à l'axe du ventilateur, ceux-ci sont plus efficaces et ont moins d'effet négatif sur la performance de l'appareil (figure 17). En effet, il y a moins d'interférence sur le profil de vitesse, tel que démontré à la figure 6.



Registres d'évacuation
Figure 17

Résumé

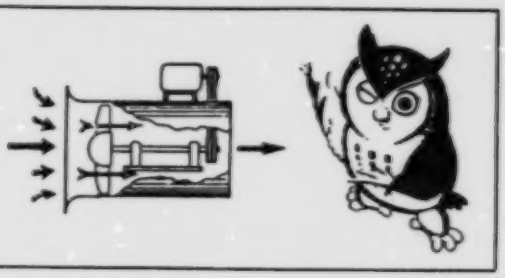
Les systèmes de ventilation offrent plusieurs possibilités d'économies d'argent et d'énergie. Un personnel attentif et au courant des méthodes de gestion de l'énergie peut facilement apprendre à reconnaître ces possibilités et à en tirer avantage.

L'exploitation rationnelle de l'énergie consommée par les ventilateurs est influencée par plusieurs facteurs.

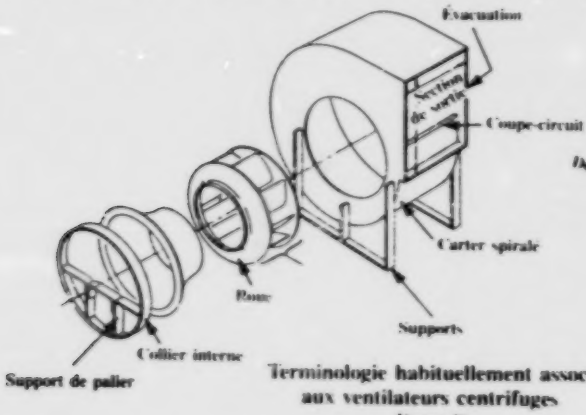
- La disposition des ventilateurs.
- L'application adéquate des ventilateurs selon les besoins des systèmes.
- Le rendement des ventilateurs.
- Le fonctionnement des systèmes à ventilateurs multiples.
- Les conditions de débit à l'entrée et à la sortie.

On peut effectuer une analyse détaillée des ventilateurs pour évaluer la puissance d'entrée, l'échange thermique, les pertes, les coûts et les économies possibles. Les feuilles de travail 13-F1 à 13-F6 exposent des méthodes relatives à la cueillette de données et aux calculs pour faciliter l'étude des ventilateurs et de leurs accessoires.

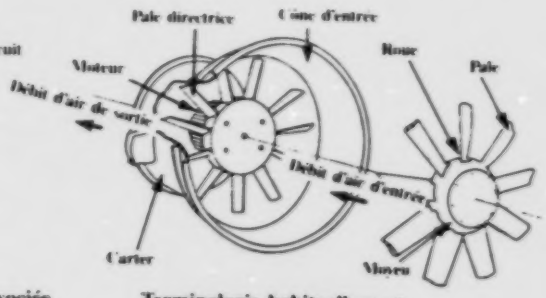
APPAREILLAGE



Les ventilateurs centrifuges (figure 18) et les ventilateurs axiaux (figure 19) constituent les deux types de ventilateurs de base et se subdivisent selon la géométrie des pales de la roue.



Terminologie habituellement associée aux ventilateurs centrifuges
Figure 18



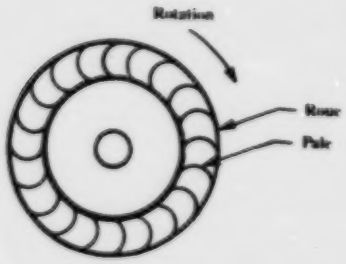
Terminologie habituellement associée aux ventilateurs axiaux
Figure 19

Ventilateurs centrifuges

Les ventilateurs centrifuges sont d'usage très courant dans les domaines du chauffage, de la ventilation et du conditionnement d'air. En général, une roue large et de petit diamètre déplace une grande quantité d'air à une faible pression différentielle, tandis qu'une roue étroite de grand diamètre déplace une petite quantité d'air à une pression différentielle élevée. La table 2 donne la liste des valeurs normales correspondant au débit maximal, à la pression et à la puissance des ventilateurs centrifuges. On y donne également des exemples d'applications.

Ventilateurs à pales courbées vers l'avant

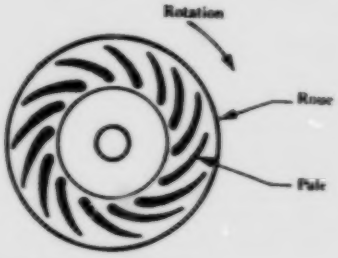
Les *pales courbées vers l'avant* (figure 20) sont montées sur une roue souvent appelée rotor à cage d'écureuil. Ce type de ventilateur génère un grand volume d'air relativement à sa taille, de plus il est très léger et économique. Comme les pales peuvent accumuler des dépôts, elles ne sont utilisées que pour le traitement de l'air propre. Les ventilateurs à pales courbées vers l'avant sont d'usage très courant dans les petits équipements de traitement d'air (moins de 610 mm de diamètre). Leur rendement est moins grand que celui des ventilateurs à pales à profil aérodynamique. Le carter spiralé ressemble souvent à celui d'autres types de ventilateurs centrifuges quoique le jeu entre la roue et l'entrée ne soit pas aussi important que pour les ventilateurs à pales à profil aérodynamique ou inclinées vers l'arrière.



Pales courbées vers l'avant
Figure 20

Ventilateurs à pales à profil aérodynamique

Les *ventilateurs à pales à profil aérodynamique* (figure 21) sont les ventilateurs centrifuges les plus efficaces. Ils se prêtent surtout aux gros systèmes où les économies d'énergie entraînées par leur haute efficacité compensent leur coût relativement élevé. Les dix à seize pales montées sur la roue sont profilées de façon à agir comme une aile d'avion. Les débits s'écoulant de ces ventilateurs sont très uniformes et, pour une application donnée, les ventilateurs centrifuges opèrent à haute vitesse. Leur fonctionnement est stable et le niveau de bruit est très faible sur toute l'échelle des valeurs. Comme ces pales coûtent cher à fabriquer et à réparer, on limite leur utilisation aux gaz propres non abrasifs. La construction du carter spiralé, le jeu interne minimal et le centrage précis de la roue et de la cloche d'entrée figurent parmi les caractéristiques qui aident ce type de ventilateur à assurer un rendement très élevé.



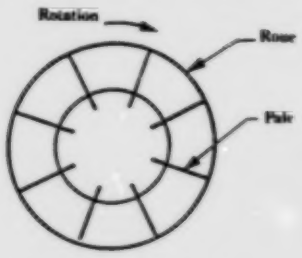
Pales à profil aérodynamique
Figure 21

Ventilateurs à pales radiales

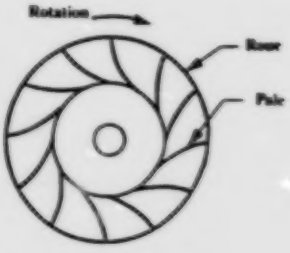
Le *ventilateur à pales radiales plates* est le ventilateur centrifuge le plus simple et le moins efficace [figure 22(a)]. On l'utilise surtout pour la manutention des matériaux et lorsque l'écoulement contient des particules abrasives. On peut modifier la forme initiale des pales pour augmenter l'efficacité de l'appareil. La roue radiale, qui comprend six à dix pales, a une résistance mécanique très élevée et la roue se répare facilement. Les pales radiales plates provoquent une turbulence qui projette les particules de gaz loin des pales, ce qui assure une résistance maximale à l'abrasion mais un faible rendement. Les dimensions et les jeux du carter du ventilateur ne sont pas aussi importants que pour les autres ventilateurs centrifuges à cause du faible rendement des pales.

Les ventilateurs *à pales radiales modifiées* [figure 22(b)] sont quelquefois appelés ventilateurs à pales à extrémité radiale modifiée ou à pales inclinées vers l'arrière et courbées vers l'avant. Sur toute l'échelle de fonctionnement, leur rendement est beaucoup plus élevé que celui d'autres types à pales radiales. Les pales résistent bien à l'abrasion et sont ainsi idéales pour le traitement de l'air contenant un taux moyen de poussières.

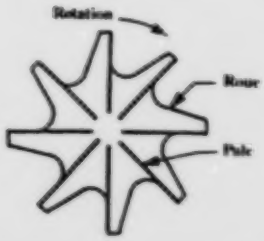
Les ventilateurs *à pales radiales ouvertes* [figure 22(c)] sont utilisés lorsqu'il y a beaucoup de particules abrasives dans l'écoulement d'air. Les pales sont en forme de palettes plates souvent sans côtés. Ces ventilateurs sont habituellement considérés comme des souffleurs industriels. L'usure des pales peut être importante quoique ces dernières peuvent être facilement remplacées ou usinées. Le carter spiralé est construit pour une longue durée de vie et non pour augmenter le rendement de l'appareil.



Pales radiales plates
Figure 22 (a)



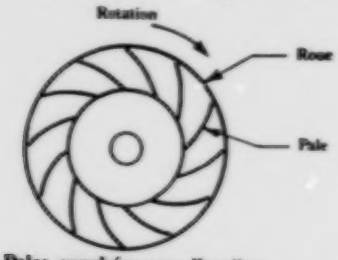
Pales radiales modifiées
Figure 22 (b)



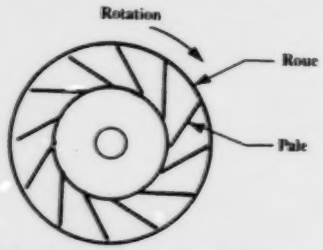
Pales radiales ouvertes
Figure 22(c)

Ventilateurs à pales courbées et inclinées vers l'arrière

Les pales *courbées et inclinées vers l'arrière* sont un peu moins efficaces, coûtent moins cher et sont légèrement plus bruyantes que les pales à profil aérodynamique. Il y a habituellement dix à seize pales montées sur la roue et le carter spiralé est identique à celui d'un ventilateur à pales à profil aérodynamique. Les pales courbées vers l'arrière [figure 23(a)] constituent des pales à profil aérodynamique d'épaisseur constante et sont plus utilisées que les pales droites inclinées vers l'arrière [figure 23(b)] parce qu'elles génèrent un débit plus uniforme et sont plus durables. Les ventilateurs à pales courbées vers l'arrière fonctionnent sur toute la gamme de débits d'air, de la position complètement ouverte à la position complètement fermée, tandis que le fonctionnement des ventilateurs à pales inclinées vers l'arrière devient instable lorsque le débit est inférieur à la valeur du point de calcul. Lorsque ces ventilateurs à pales à profil aérodynamique sont utilisés dans l'industrie, l'encrassement des pales entraîné par des particules contaminées en suspension dans l'air réduit le rendement de ce type de ventilateurs.



Pales courbées vers l'arrière
Figure 23 (a)



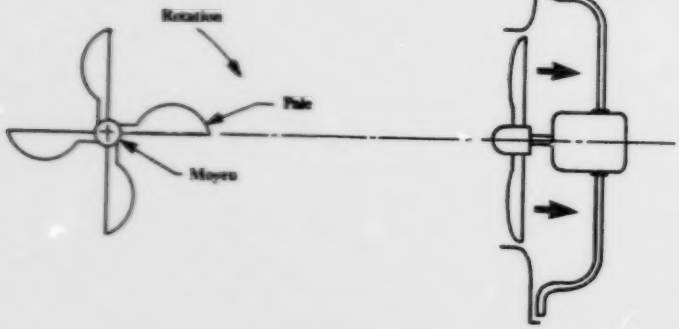
Pales inclinées vers l'arrière
figure 23 (b)

Ventilateurs axiaux

La table 3 donne les débits maximaux, les pressions et les puissances normales pour les ventilateurs axiaux. On y donne également des exemples d'applications. Les taux de rendement ne sont pas donnés parce qu'ils sont fonction des conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur.

Ventilateurs à hélice

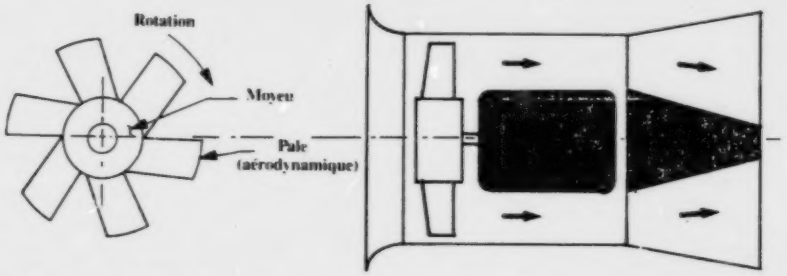
Les *ventilateurs à hélice* (figure 24) sont des ventilateurs peu coûteux à faible rendement, utilisés lorsque les pressions différentielles sont minimales. La roue du ventilateur comprend habituellement deux ou plusieurs pales d'une même épaisseur, reliées à un petit moyeu. Le carter le plus simple comporte une plaque plate munie d'un trou circulaire alors que d'autres types de carter comprennent un diaphragme ou un venturi pour augmenter la performance du ventilateur. L'entrée des ventilateurs conçus pour assurer un rendement optimal est unie et le jeu entre le carter et l'extrémité des pales est très faible. Ils sont utilisés pour diffuser l'air à travers un mur ou pour faire circuler l'air à l'intérieur d'une pièce, sans réseau de gaines.



Ventilateur à hélice
Figure 24

Ventilateurs axiaux à tubes

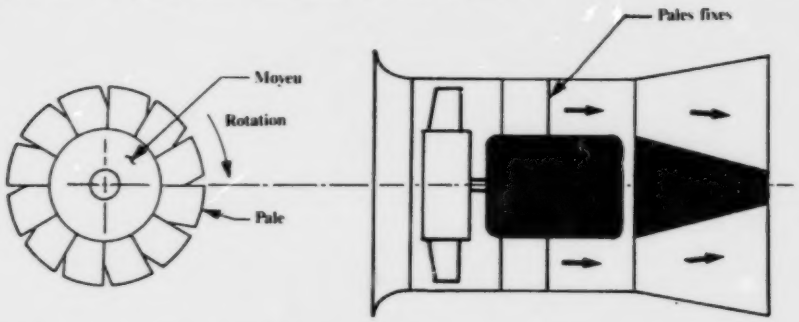
Les *ventilateurs axiaux à tubes* (figure 25) sont plus efficaces que les ventilateurs à hélice et peuvent opérer à des pressions différentielles plus élevées. Ils comprennent quatre à huit pales à profil aérodynamique ou courbées. En général, la taille des moyeux est la moitié du diamètre de celui du carter du ventilateur. Les carters sont constitués de tubes cylindriques formés de façon que le jeu radial soit minimal entre l'extrémité des pales et le tube. Les ventilateurs axiaux à tubes sont par conséquent plus efficaces que les ventilateurs à hélice. Leurs caractéristiques principales sont la facilité d'installation, leur coût raisonnable et un entretien minimal. Ils sont utilisés dans l'industrie pour les sécheurs, les postes de vaporisation de peinture et les systèmes d'évacuation.



Ventilateur axial à tubes
Figure 25

Ventilateurs axiaux à pales

Les *ventilateurs axiaux à pales* (figure 26) comportent des pales qui génèrent efficacement des débits d'air à une pression différentielle moyenne et élevée. Les plus efficaces intègrent des pales à profil aérodynamique. Le pas est fixe ou réglable et les moyeux sont en général plus grands que la moitié de la taille du diamètre du carter du ventilateur. Les carters de ces ventilateurs sont des enveloppes cylindriques et le jeu est minimal entre ces dernières et l'extrémité des pales. Ces ventilateurs sont habituellement équipés de cônes d'entrée et de sortie qui emboîtent le moyeu et l'entraînement, et comprennent des pales directrices en amont et en aval de la roue. Grâce à ces composants additionnels, ils assurent un meilleur rendement que les ventilateurs axiaux à tubes. L'application des ventilateurs axiaux à pales sont similaires à ceux à tubes.

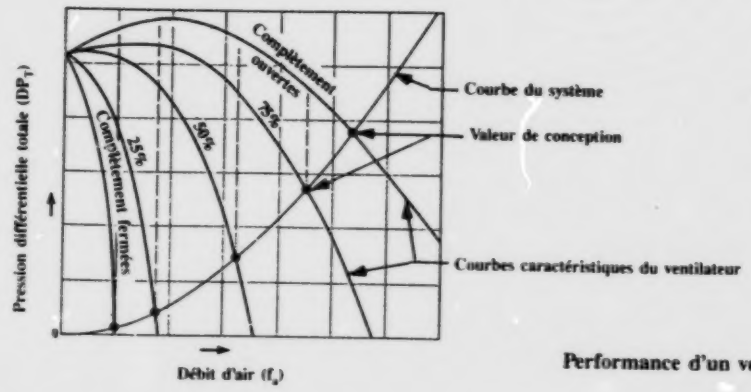


Ventilateur axial à pales
Figure 26

Équipement auxiliaire des ventilateurs

Divers types d'équipements auxiliaires sont offerts pour améliorer la performance des ventilateurs.

On peut installer des pales réglables ou *pales d'entrée* à l'entrée du ventilateur pour réduire le débit d'air. Lorsqu'elles sont installées de manière appropriée, ces pales peuvent réduire la puissance d'entrée de l'entraînement du ventilateur. La figure 27 présente les variations d'une courbe de fonctionnement d'un ventilateur lorsque les pales d'entrée sont à différentes positions d'étranglement. La courbe diffère pour chaque réglage de pales, et les différentes valeurs de débit d'air, de pression différentielle et de puissance d'entrée sont représentées par les points d'intersection entre les courbes de fonctionnement du ventilateur et la courbe du système. Des pales d'entrée réglables peuvent diminuer la puissance du ventilateur pour un débit réduit pour les ventilateurs à pales courbées vers l'avant, radiales ou inclinées vers l'arrière. À cause du profil des courbes de puissance, on obtient la plus grande réduction de puissance avec des pales courbées vers l'arrière et la moins grande avec des pales courbées vers l'avant. L'échelle de réglage des pales d'entrée est très grande et ces dernières peuvent être réglées manuellement ou automatiquement. Elles présentent cependant le désavantage d'obstruer l'écoulement d'air, ce qui entraîne une perte de rendement lorsque le débit est élevé et un taux élevé de bruit lorsque le débit est faible. Il faut étudier soigneusement chaque installation pour s'assurer que les pales d'entrée réduiront le volume d'air de manière appropriée.



Performance d'un ventilateur muni de pales d'entrée
Figure 27

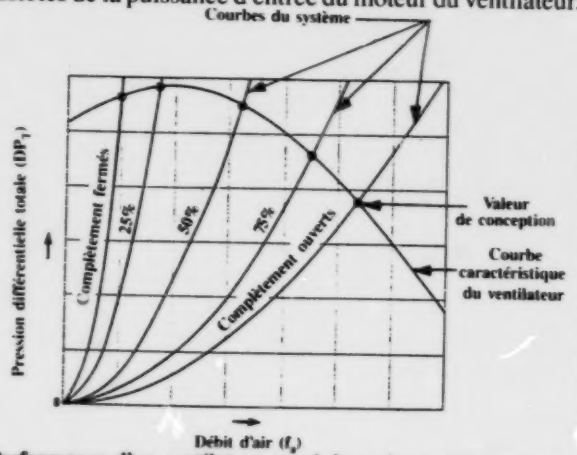
Les *registres d'entrée* ressemblent aux pales d'entrée et sont plus souvent utilisés avec des ventilateurs à pales radiales modifiées pour générer des débits de gaz à haute température. Le mécanisme est installé à l'extérieur de la gaine et est protégé contre les températures élevées.

Les *registres d'évacuation* réduisent le débit d'air soufflé par un ventilateur en augmentant la pression différentielle. Ces registres ne sont pas chers à installer mais règlent inefficacement le débit. La figure 28 montre comment ce type de registre réglé de pleine ouverture jusqu'à fermeture complète, force le ventilateur à fonctionner le long de la courbe caractéristique. À cause des fuites du registre, le débit d'air ne peut être réduit au-delà du point A. Les registres d'évacuation sont habituellement combinés aux ventilateurs à pales courbées vers l'avant.

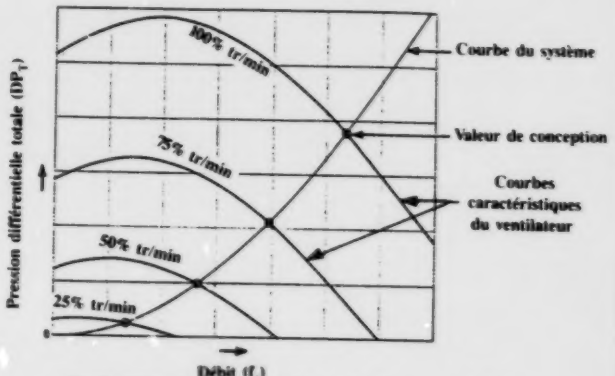
Les *ventilateurs axiaux à pales à pas variables* peuvent réduire le débit et la puissance en changeant l'angle entre les pales et l'axe de la roue.

Les moteurs électriques et les turbines à *vitesse variable* coûtent très chers mais peuvent être rentables dans certains cas. En effet, ils peuvent réduire la vitesse et la puissance jusqu'à 35 %. Il existe plusieurs types d'accouplements d'entraînements à vitesse variable que l'on peut installer entre les moteurs et les ventilateurs. Leur gamme de vitesses est habituellement très grande et leur coût initial se compare à celui d'un système de moteur à vitesse variable. Toutefois, lorsque le rendement du moteur est faible à capacité partielle, le rendement de l'ensemble du système est plus faible que celui des moteurs à vitesse variable.

La performance d'un ventilateur à vitesse variable type est présentée à la figure 29. Chaque vitesse est représentée par une courbe de fonctionnement et une courbe de puissance appelée différentes. L'installation d'un moteur à vitesse variable est le moyen le plus efficace de varier le débit d'air d'un ventilateur. Le débit d'un ventilateur à pales courbées vers l'avant peut être réduit jusqu'à 10 % du débit nominal maximum permettant une réduction correspondante de la puissance d'entrée. Il faut tenir compte des rendements du moteur et du système d'entraînement lors de l'évaluation des réductions possibles de la puissance d'entrée du moteur du ventilateur.



Performance d'un ventilateur muni de registres d'évacuation
Figure 28



Performance d'un ventilateur à vitesse variable
Figure 29

Composants du système

La performance de certains composants de systèmes et de procédés courants peut avoir une influence importante sur la performance du ventilateur. Les caractéristiques de fonctionnement des filtres à air, des registres de refoulement et d'admission, et des registres du réseau de gaines peuvent varier beaucoup à cause d'obstructions entraînées par les impuretés contenues dans l'air, la détérioration des joints et à l'usure des paliers des accouplements. Il faut par conséquent tenir compte de ces composants lorsqu'on évalue un système de ventilation.

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE

Les Possibilités de gestion de l'énergie identifient différentes façons d'utiliser rationnellement l'énergie pour réduire les coûts d'exploitation. Dans le présent chapitre, plusieurs exemples de possibilités types sont donnés, exemples concrets à l'appui, sous les rubriques Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration de coût modique et Possibilités de rénovation. Quoique dans certains cas, les économies d'argent soient relativement petites, une fois combinées, elles peuvent représenter une bonne somme d'argent. Le chapitre n'énumère pas de façon exhaustive toutes les possibilités relatives aux ventilateurs. Il est toutefois destiné à stimuler la vigilance du personnel de gestion, d'exploitation et de maintenance dans la recherche d'autres possibilités qu'offre leur installation. Il faut tenir compte des autres modules de la présente série pour identifier les possibilités de gestion de l'énergie applicables à d'autres types d'équipements et de systèmes.

Possibilités de maintenance

Les Possibilités de maintenance sont des initiatives d'économie d'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. En voici quelques exemples:

1. Vérifier et régler régulièrement les entraînements par courroie des ventilateurs, pour s'assurer que les poulies sont bien centrées et les courroies bien tendues.
2. Graisser les composants du ventilateur selon les instructions du fabricant.
3. Nettoyer régulièrement les composants du ventilateur.
4. Régler le niveau de bruits et de vibrations pour obtenir un fonctionnement uniforme et efficace.
5. S'assurer que la performance du ventilateur est conforme aux prescriptions.
6. Réparer les fuites de gaines et de composants pour réduire les coûts énergétiques.
7. Nettoyer ou remplacer périodiquement les filtres pour que la pression différentielle du ventilateur demeure minimale.
8. Mettre en application un programme d'inspection et d'entretien préventif pour minimiser les bris d'équipement.

Exemples concrets de maintenance

1. Centrer l'entraînement du ventilateur et ajuster la tension des courroies.

Lorsque les poulies d'entraînement ne sont pas bien alignées, les ventilateurs peuvent dépenser une quantité excessive d'énergie et les courroies peuvent être endommagées.

Il faut porter une attention particulière à la tension des courroies sinon elles peuvent glisser, grincer, ralentir les ventilateurs et s'user plus rapidement. De plus, les poulies, les paliers, les axes et le moteur s'échauffent et par conséquent, gaspillent de l'énergie. Les courroies doivent être tendues selon les recommandations du fabricant et réglées de nouveau après les 48 premières heures de fonctionnement. Lorsque les courroies sont trop tendues, le ventilateur et les paliers du moteur s'usent plus rapidement.

On indique les pertes mécaniques des entraînements par courroies bien alignées et bien tendues à la table 1. Les pertes de puissance entraînées par des courroies mal alignées et ayant trop de jeu sont plus élevées que les valeurs indiquées dans la table. Les pertes des ventilateurs à grande vitesse se rapprochent de la limite supérieure de la courbe, alors que celles des ventilateurs à faible vitesse se rapprochent de la limite inférieure de la courbe.

2. Graisser les ventilateurs

Les composants de ventilateurs, tels les accouplements, les paliers, les bielles et les supports doivent être graissés avec les lubrifiants appropriés, aux intervalles recommandés par le fabricant. Les composants dureront ainsi plus longtemps et le rendement du ventilateur en est augmenté.

3. Nettoyer les ventilateurs

Pour bien fonctionner, les ventilateurs, tout particulièrement ceux qui déplacent de l'air pollué, doivent être nettoyés à intervalles réguliers. L'accumulation des saletés sur les pales et à l'intérieur du carter augmente les pertes de pression statique et réduit ainsi l'efficacité du ventilateur.

4. Régler le niveau de bruits et de vibrations du ventilateur

Plusieurs facteurs causent le bruit et la vibration:

- Déséquilibre de la roue du ventilateur.
- Paliers mal ajustés.
- Isolation insuffisante.
- Mauvais centrage des joints de l'axe.
- Corrosion entre l'axe et le palier.

L'équilibre des roues des ventilateurs est ajusté en usine, avant leur installation. Si les contrepoids ne sont plus sur la roue ou si les pales sont écaillées, manquantes ou usées, il y a déséquilibre des roues et réduction du rendement du ventilateur.

Les paliers des ventilateurs endommagés peuvent causer du bruit, de la vibration, une augmentation de la friction et une grande tolérance entre les composants et ainsi réduire la performance des ventilateurs.

On isole le ventilateur en fixant des isolateurs à ressort ou en caoutchouc au niveau des supports. Si les isolateurs ne sont pas suffisamment robustes pour un service donné, le ventilateur est mal soutenu et les raccords souples de la gaine peuvent se déformer et augmenter la résistance au débit.

Un changement dans les vibrations peut être un avertissement qu'un problème se développe avant que le rendement du ventilateur ne soit sérieusement affecté. Dans ce cas, il est bon d'analyser les caractéristiques d'une vibration anormale pour identifier la source du problème et prendre les mesures correctives appropriées.

5. Obtenir l'efficacité des ventilateurs

On peut obtenir les caractéristiques des ventilateurs auprès des fabricants. On peut réaliser des économies en réglant le fonctionnement du ventilateur au point où l'efficacité est maximale, selon les caractéristiques fournies.

6. Réparer les fuites

Les fuites d'air dues aux raccords mal serrés, aux ouvertures autour de l'arbre des registres mal dimensionnées et aux raccords flexibles non scellés entraînent des pertes d'énergie. Une attention particulière doit être portée à ces problèmes ainsi qu'aux conditions semblables aux entrées et sorties du ventilateur.

7. Remplacer les filtres à air encrassés

L'encrassement des filtres à air est souvent une cause de mauvais fonctionnement d'un système de ventilation. Les constructeurs de filtres donnent une liste des pertes de pression correspondant à l'encrassement total des filtres pour diverses vitesses d'air à l'entrée de ceux-ci. Les filtres doivent être remplacés avant que la perte de charge n'atteigne la valeur indiquée pour une vitesse d'air donnée. Lorsqu'on équilibre un système dont les filtres à air sont encrassés, le débit d'air augmente de manière excessive et le ventilateur consomme une trop grande quantité d'énergie lorsque les filtres sont remplacés.

8. Mettre en application un programme d'entretien

Le programme d'entretien doit être conforme aux exigences particulières de l'installation. Le programme pourrait comprendre les activités suivantes:

- Quotidiennement: observer les bruits et les vibrations du ventilateur, la température des paliers, les fuites et faire la lecture des jauges et des appareils de mesure.
- Mensuellement: vérifier l'alignement et la tension des courroies d'entraînement et graisser les paliers du ventilateur.
- Semi-annuellement: vérifier les joints de l'arbre du ventilateur, les registres d'entrée et de sortie, les pales d'entrée, vidanger et remplacer l'huile des paliers lubrifiés.
- Annuellement: vérifier les canalisations de graissage pour s'assurer que la graisse ou l'huile s'écoule bien, vérifier les accessoires du ventilateur, régler de nouveau tous les appareils de mesure, effectuer des essais.
- Remplacer tous les composants usés.

Le personnel d'entretien doit être en mesure d'entretenir, de réparer et de vérifier le fonctionnement des ventilateurs et de leurs accessoires. Il doit également être formé de façon à connaître le fonctionnement des nouveaux équipements, à s'adapter aux changements d'une installation et à connaître les nouvelles procédures.

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les Possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées une seule fois et dont le coût n'est pas élevé. En voici quelques exemples:

1. Réduire la vitesse du ventilateur, pour assurer un débit d'air optimal, avec les registres d'équilibrage ouverts au maximum, pour une distribution équilibrée de l'air.
2. Améliorer les raccords de gaines d'entrée et de sortie du ventilateur pour réduire les pertes d'entrée et de sortie.
3. Arrêter les ventilateurs lorsque leur fonctionnement n'est pas nécessaire.

Exemples concrets de Possibilités d'amélioration de coût modique

1. Réduire la vitesse du ventilateur pour satisfaire les demandes du système

Lors de la vérification du balancement des débits d'air d'un immeuble à bureaux, tous les registres d'équilibrage du système d'alimentation en air, y compris ceux installés sur les sections de gaines les plus longues, étaient partiellement fermés pour réduire les débits à leur valeur nominale. On a observé que le ventilateur pouvait consommer moins d'énergie si la vitesse du ventilateur d'alimentation était réduite pour permettre aux registres d'équilibrage installés sur les sections de gaines les plus longues de rester complètement ouverts.

Le spécialiste en balancement des débits d'air a obtenu les données suivantes lors de la vérification du système.

Débit d'air d'alimentation initial, f_{al}	19 000 L/s
Pression statique différentielle initial, DP_{SI}	1,12 kPa
Différentiel de pression au-travers du registre d'équilibrage de la section de gaine la plus longue	0,17 kPa
Données relatives au moteur du ventilateur d'alimentation:	
Tension nominale, V_r	575 V
Tension mesurée, V	575 V
Intensité mesurée, I	28,1 A
Phases	3
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,96
Vitesse du ventilateur d'alimentation, n_1	730 tr/min
Diamètre primitif de la poulie du ventilateur, D_{fl}	559 mm
Diamètre primitif de la poulie du moteur, D_{ml}	229 mm

Le système de ventilation fonctionne 10 heures par jour les 260 jours où l'immeuble est occupé, ou 2 600 heures par année.

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu une puissance d'entrée du moteur du ventilateur de 26,8 kW.

À l'aide de la feuille de travail 13-F1, il a été déterminé que la vitesse pouvait être réduite en installant une nouvelle poulie de moteur avec un diamètre primitif de 210 mm ou en installant une poulie de ventilateur avec un diamètre primitif de 610 mm.

On a également utilisé la feuille de travail 13-F1 pour déterminer une économie annuelle de 559$.

Après avoir examiné l'entraînement du ventilateur et les composants de celui-ci, on a conclu que l'installation d'une nouvelle poulie de ventilateur de 610 mm réduirait la vitesse du ventilateur au coût minimum.

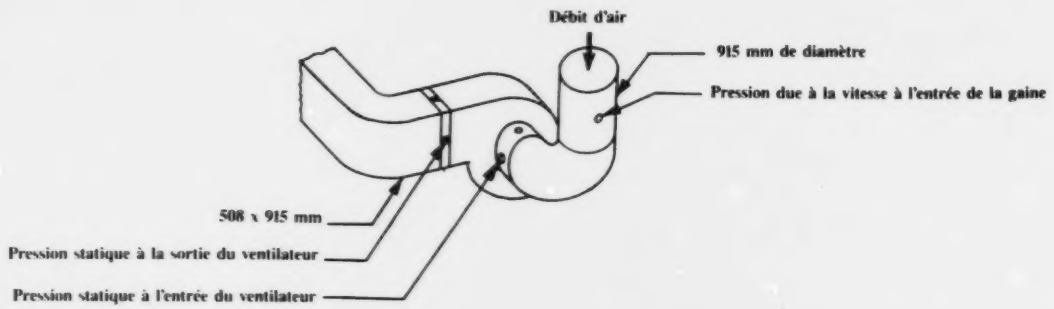
On a établi un coût de 500$ pour l'achat et l'installation d'une nouvelle poulie de ventilateur.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{500\$}{559\$}$$

$$= 0{,}9 \text{ an (11 mois)}$$

2. Améliorer les conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur

Les conditions à l'entrée et à la sortie du ventilateur peuvent grandement influencées son fonctionnement. La figure 30 représente un ventilateur centrifuge d'évacuation entraîné par courroie avec raccords de gaines utilisés dans un garage. On s'est rendu compte qu'en améliorant les raccords de gaines, le ventilateur fonctionnerait moins rapidement et par conséquent consommait moins d'énergie. Le ventilateur fonctionne 8 760 heures par année et le coût de l'électricité moyen est de 0,05$ par kWh.



Raccords de gaines
Figure 30

On a obtenu les données suivantes:	
Débit d'air, fa	4 001 L/s
Pression statique à l'entrée du ventilateur, P_{Si}	−0,543 kPa (eff.)
Pression statique à la sortie du ventilateur, P_{So}	0,087 kPa (eff.)
Pression dynamique dans la gaine d'entrée du ventilateur, P_{Vi}	0,045 kPa
Données relatives au moteur du ventilateur:	
Puissance nominale à pleine charge	3,73 kW
Tension nominale V_r	575 V
Tension mesurée, V	575 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	4,74 A
Intensité mesurée, I	4,70 A
Phases	3
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,86
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,86

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu une puissance de sortie réelle du moteur de 3,70 kW.

À l'aide de la feuille de travail 13-F2, on a obtenu une pression statique différentielle totale du ventilateur de 0,585 kPa.

Les données relatives au fonctionnement nominal du ventilateur ont été fournies par le fabricant.

Débit, fa	4 001 L/s
Pression statique différentielle totale du ventilateur	0,585 kPa
Puissance d'entrée requise du ventilateur, Wf_{i2}	2,90 kW

À l'aide de la feuille de travail 13-F3, la longueur de la section droite de la gaine de sortie installée pour éliminer l'effet négatif de l'évacuation a été établie à 1,92 m. En se référant à la publication 201 de l'AMCA, on a conclu qu'une section droite de la gaine d'entrée équivalant au diamètre de deux gaines combinées à un coude à rayon plus long éliminerait l'effet négatif de la gaine d'entrée.

À l'aide de la feuille de travail 13-F4, on a obtenu des économies annuelles de 258$.

La mise de fonds versée pour modifier les raccords de gaines, remplacer la poulie du ventilateur et réduire la vitesse de ce dernier a été évaluée à 650$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{650\$}{258\$}$$

$$= 2{,}5 \text{ ans}$$

3. Arrêter les ventilateurs d'évacuation lorsque l'immeuble est inoccupé

On peut réaliser des économies d'énergie et d'argent en arrêtant les ventilateurs d'évacuation, manuellement ou automatiquement, lorsque l'immeuble est inoccupé. Les ventilateurs des toilettes privées peuvent souvent être réglés par l'interrupteur d'éclairage.

Possibilités de rénovation

Les possibilités de rénovation sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important. La plupart des possibilités de cette catégorie doivent faire l'objet d'une analyse approfondie effectuée par un spécialiste. Certaines possibilités sont appuyées d'exemples concrets alors que d'autres ne font l'objet que d'un commentaire. En voici des exemples:

1. Installer un moteur à vitesse variable pour permettre au ventilateur de satisfaire les conditions du système.
2. Remplacer l'équipement périmé par de nouveaux appareils choisis pour fonctionner à un rendement maximal.
3. Remplacer les moteurs surdimensionnés.
4. Diviser les systèmes de ventilation en sous-systèmes, répondant chacun à leurs propres exigences, au lieu de conserver un système central répondant aux exigences du sous-système le plus exigeant.
5. Installer un système de gestion d'énergie à microprocesseur.

Exemples concrets de rénovation

Les feuilles de travail peuvent être utilisées pour évaluer les économies possibles d'argent. Les numéros des exemples suivants correspondent à ceux des titres déjà cités.

1. Installer un moteur à vitesse variable

Le système d'alimentation en air d'un hôpital fonctionne à pleine charge 24 heures sur 24 ou 8 760 heures par année. Après avoir effectué une analyse énergétique, on a conclu que le débit d'air pouvait être réduit de 50% entre 20 heures et 7 heures, ou 11 heures par jour, en fermant les registres des gaines desservant les aires inoccupées. On obtiendrait ainsi une réduction de la consommation énergétique du ventilateur 4 015 heures par année. Le coût moyen de l'électricité est de 0,05$ par kWh.

L'analyse énergétique a fourni les données suivantes:	
Débit d'air initial, f_{a1}	10 000 L/s
Débit d'air réduit, f_{a2}	5 000 L/s
Pression différentielle totale initiale du ventilateur, DP_{T1}	1,120 kPa
Pression totale réduite estimée du ventilateur, DP_{T2}	0,700 kPa
Données relatives au moteur de ventilateur initial:	
Puissance de sortie nominale à pleine charge	18,65 kW
Tension nominale, V_r	575
Tension mesurée, V	575 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	24,1 A
Intensité mesurée, I	19,93
Phases	3
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,86
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,86

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu une puissance d'entrée initiale du moteur du ventilateur de 17,05 kW.

À l'aide de la feuille de travail 13-F5, on a obtenu une puissance d'entrée réduite la nuit de 5,33 kW et évalué à 2 353$ l'économie annuelle d'argent.

L'évaluation du coût d'investissement pour l'installation d'un moteur à vitesse variable et de la minuterie est de 12 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{12\,000\$}{2\,353\$} = 5{,}1 \text{ ans}$$

La période de rentabilité est évidemment assez longue mais lorsqu'on tient compte des économies d'énergie en chauffage et en refroidissement, le projet devient très avantageux.

2. Remplacer un ventilateur par un autre plus efficace

Lors d'une analyse énergétique, on a examiné un ventilateur déjà existant pour en évaluer le rendement. On a obtenu les données suivantes:

Débit d'air, fa	4 880 L/s
Pression statique à l'entrée du ventilateur, P_{Si}	−0,231 kPa (eff.)
Pression statique à la sortie du ventilateur, P_{So}	0,288 kPa (eff.)
Pression dynamique dans la gaine d'entrée du ventilateur, P_{Vi}	0,032 kPa
Données relatives au moteur du ventilateur:	
Tension nominale, V_R	575 V
Tension mesurée, V	593 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	5,9 A
Intensité mesurée, I	5,6 A
Phases	3
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,85
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,85

Le ventilateur fonctionne 24 heures sur 24 ou 8 760 heures par année et le coût d'électricité est d'environ 0,05$ par kWh.

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu une puissance d'entrée initiale du moteur de 4,88 kW et une puissance de sortie de 4,49 kW. À l'aide de la feuille de travail 13-F2, on a obtenu une pression statique différentielle totale du moteur de 0,487 kPa.

On a calculé une puissance d'entrée de 2,78 kW pour un ventilateur à pales à profil aérodynamique de la capacité requise à partir des données du fabricant. Les ventilateurs déjà existants et proposés sont dotés d'entraînement par courroie dont les pertes sont similaires.

À l'aide de la feuille de travail 13-F4, on a évalué à 823$ les économies annuelles possibles.

En gardant le même moteur, la mise de fonds versée pour remplacer le ventilateur a été évaluée à 1 735$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,735\$}{823\$} = 2{,}1 \text{ ans}$$

3. Remplacer les moteurs surdimensionnés

Lors d'une étude pour trouver la raison du faible facteur de puissance de l'ensemble d'une manufacture, on a observé qu'un moteur de ventilateur de 575 V triphasé de 37,3 kW fonctionnait à 24 A alors que son intensité nominale à pleine charge était de 47 A. On en conclu que l'installation d'un plus petit moteur fonctionnant à une plus grande charge économiserait de l'énergie électrique et augmenterait l'efficacité du système. Le ventilateur doit fonctionner 24 heures sur 24 ou 8 760 heures par année et le coût moyen de l'électricité est de 0,05$ par kWh.

Les données suivantes proviennent d'appareils de mesure et de la plaque signalétique du moteur.

Tension mesurée, V	580 V
Facteur de puissance nominal à pleine charge, V_r	0,88
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,60

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu une puissance d'entrée initiale du moteur de 14,45 kW et une puissance de sortie de 11,99 kW. On a, par ailleurs, choisi un moteur de rechange dont la sortie à pleine charge était de 14,92 kW. À l'aide de la feuille de travail 13-E2, on a obtenu une puissance d'entrée corrigée du moteur de 13,03 kW et évalué à 622$ les économies annuelles possibles.

La mise de fonds versée pour l'installation d'un nouveau moteur a été évaluée à 1 800$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,800\$}{622\$} = 2{,}9 \text{ ans}$$

De plus, le moteur de 37,3 kW pourrait être vendu ou être utilisé ailleurs dans la même manufacture.

4. Installer un ventilateur auxiliaire

Le débit d'air total d'un système de ventilation comportant un ventilateur centrifuge à entraînement par courroie était de 12 000 L/s. Un des embranchements du système, dont le débit était de 1 500 L/s, nécessitait une pression différentielle totale de 0,88 kPa. Même si le reste du système pouvait fonctionner à une pression différentielle totale de 0,65 kPa, le ventilateur fonctionnait à 0,88 kPa pour assurer la pression requise. Le système fonctionnait 24 heures sur 24 par jour, 250 jours ou 6 000 heures par année.

On a proposé l'installation d'un ventilateur auxiliaire assurant un débit nominal de 1 500 L/s à une pression différentielle de 0,23 kPa sur l'embranchement pour permettre au ventilateur du système central de ralentir à la vitesse nécessaire à la pression différentielle totale de 0,65 kPa.

Les données suivantes proviennent des appareils de mesure ou des plaques signalétiques des moteurs du système central.

Données relatives au moteur:	
Tension nominale, V_r	575 V
Tension mesurée, V	580 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	24,1 A
Intensité mesurée, I	19,2 A
Phases	3
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,85
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,84
Données relatives au ventilateur:	
Vitesse initiale du ventilateur, N_i	1200 tr/min
Diamètre primitif initial de la poulie du moteur, Dm_i	209 mm
Diamètre primitif initial de la poulie du ventilateur, D_{fi}	305 mm

Comme la vitesse moyenne de l'air dans l'embranchement était inférieure à 5 m/s, on n'a pas tenu compte des pressions dynamiques d'entrée et de sortie du ventilateur auxiliaire. On a choisi, à partir des données du catalogue du fabricant, un ventilateur axial entraîné par courroie assurant un débit nominal de 1 500 L/s à une pression statique différentielle totale de 0,23 kPa.

Selon les données, la puissance d'entrée requise à l'axe du ventilateur était de 0,56 kW. On a choisi un moteur ayant une puissance nominale de 0,75 kW et un rendement nominal de 75%.

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu une puissance d'entrée initiale du ventilateur du système central de 16,2 kW.

À l'aide de la feuille de travail 13-F1, le diamètre de la poulie du ventilateur de rechange a été établi à 355 mm, et on a évalué à 1 290$ les économies annuelles possibles.

À l'aide de la feuille de travail 13-F6, on a évalué à 273$ le coût énergétique annuel relatif au fonctionnement d'un ventilateur auxiliaire.

L'installation de la nouvelle poulie et du nouveau ventilateur auxiliaire a été évaluée à 4 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{4\,000\$}{1\,290\$ - 273\$}$$

$$= 3{,}9 \text{ ans}$$

5. Installer un système de gestion des ventilateurs

Un système informatisé de gestion des ventilateurs assure de plus grandes économies d'argent car il surveille et intègre une variété de fonctions de régulation. Dans la plupart des cas, la régulation des ventilateurs fait partie du système de gestion de l'énergie du bâtiment, tel qu'expliqué dans les modules 10 et 16 intitulés respectivement «Conditionnement d'air» et «Régulation automatique».

L'étude et la sélection de ces équipements doivent être basées sur les exigences particulières de l'installation, telles qu'évaluées par un spécialiste du domaine.

Performance d'un entrainement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº. 1 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - VENTILATEURS Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r — A

Tension mesurée, V_m 575 V

Intensité mesurée, I_m 28,1 A

Constante de phase, Y 1,73
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)

Puissance nominale de sortie de l'arbre — kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r — (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,96 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{\text{x} \quad \text{x}}{\text{x} \quad \text{x}}$$

$$= \text{—}$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) _____ (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{575 \times 28,1 \times 1,73 \times 0,96}{1000}$$

$$= 26,8 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= \quad \text{x}$$

$$= \text{—} \text{ kW}$$

Réduction de la vitesse du ventilateur — Remplacement de la poulie
Feuille de travail 13-F1
Page 1 de 2

Entreprise: EXEMPLE No. 1 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - VENTILATEURS Par: MBE

Données

Débit d'air initial, f_{a1}	19 000	L/s
Débit d'air corrigé, f_{a2}	—	L/s
Pression différentielle totale initiale du ventilateur, DP_{T1}	1,12	kPa
Pression différentielle totale corrigée du ventilateur, DP_{T2}	0,94	kPa
Vitesse initiale du ventilateur, n_1	730	tr/min
Diamètre primitif initial de la poulie du moteur, D_{m1}	229	mm
Diamètre primitif initial de la poulie du ventilateur, D_{f1}	559	mm
Durée totale du fonctionnement, h	2600	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (feuille de travail 13-E1)	26,8	kW

Vitesse requise du ventilateur

Réduction de débit

Vitesse corrigée du ventilateur,

$$n_2 = n_1 \times \frac{f_{a2}}{f_{a1}}$$

$$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$$

$$= \quad \text{tr/min}$$

Réduction de pression

Vitesse corrigée du ventilateur,

$$N_2 = n_1 \times \left(\frac{DP_{T2}}{DP_{T1}}\right)^{0.5}$$

$$= 730 \times \left(\frac{0,94}{1,12}\right)^{0.5}$$

$$= 669 \text{ tr/min}$$

Réduction de la vitesse du ventilateur — Remplacement de la poulie
Feuille de travail 13-F1
Page 2 de 2

Entreprise: EXEMPLE No. 1 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - VENTILATEURS Par: MBE

Nouvelle poulie du moteur

Diamètre primitif, $D_{m2} = D_{m1} \times \frac{n_2}{n_1}$

$= 229 \times \frac{669}{730}$

$= 210$ mm

Diamètre corrigé de la poulie requise

Nouvelle poulie du ventilateur

Diamètre primitif, $D_{f2} = D_{f1} \times \frac{n_1}{n_2}$

$= 559 \times \frac{730}{669}$

$= 610$ mm

Puissance idéale initiale du ventilateur, $Wf_1 = \frac{f_{a1} \times DP_{T1}}{1000}$

$= \frac{19\,000 \times 1,12}{1000}$

$= 21,28$ kW

Puissance idéale corrigée du ventilateur, $Wf_2 = \frac{f_{a2} \times DP_{T2}}{1000}$

$= \frac{19\,000 \times 0,94}{1000}$

$= 17,86$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wf_2}{Wf_1}$

$= 26,8 \times \frac{17,86}{21,28}$

$= 22,5$ kW

Économie annuelle d'argent = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times ce$

$= (26,8 - 22,5) \times 2\,600 \times 0,05$

$= 559$ $/an

Performance d'un entrainement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE No. 2 Date: 86/06/13

Endroit: Coin Moulage - Ventilateur Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r	575	V
Intensité nominale, I_r	4,72	A
Tension mesurée, V_m	575	V
Intensité mesurée, I_m	4,70	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de sortie de l'arbre	3,73	kW
Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r	0,86	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, Pf_m	0,86	(décimales)

Facteur de charge $= \dfrac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$

$= \dfrac{4,70 \times 575 \times 0,86}{4,72 \times 575 \times 0,86}$

$= 0,996$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

Puissance électrique d'entrée, $Wm_i = \dfrac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$

$= \dfrac{575 \times 4,70 \times 1,73 \times 0,86}{1000}$

$= 4,02$ kW

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$= 4,02 \times 0,92$

$= 3,70$ kW

Pressions de ventilateurs
Feuille de travail 13-F2

Entreprise: EXEMPLE Nº. 2 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - VENTILATEURS Par: MBE

Pression statique à l'entrée du ventilateur, P_{Si} -0,543 kPa(eff.)

Pression statique à la sortie du ventilateur, P_{So} 0,087 kPa(eff.)

Pression due à la vitesse dans la gaine d'entrée du ventilateur, P_{Vi} 0,045 kPa

Pression due à la vitesse dans la gaine de sortie du ventilateur, P_{Vo} — kPa

Pression différentielle statique totale du ventilateur, $DP_S = P_{So} - P_{Si} - P_{Vi}$

$= 0,087 - (-0,543) - 0,045$

$=$ 0,585 kPa

Pression différentielle totale du ventilateur, $DP_T = P_{So} + P_{Vo} - P_{Si} - P_{Vi}$

$=$ + − −

$=$ — kPa

Note: lectures prises à l'entrée et à la sortie du ventilateur.

Longueur optimale de la gaine de sortie du ventilateur

Feuille de travail 13-F3

Entreprise: EXEMPLE No. 2 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - VENTILATEURS Par: MBE

Dimensions de la gaine

Rectangulaire

Hauteur, a 0,915 m

Largeur, b 0,508 m

Ronde

Diamètre — m

Diamètre équivalent, $= (1{,}273 \times a \times b)^{0.50}$

$= (1{,}273 \times 0{,}915 \times 0{,}508)^{0.50}$

$= 0{,}769$ m

Débit d'air, f_a 4 001 L/s

Diamètre équivalent de la gaine, $A_d = \frac{\pi \times D^2}{4}$

$= \frac{3{,}1416 \times (0{,}769)^2}{4}$

$= 0{,}464$ m²

Vitesse moyenne de l'air, $vel = \frac{f_a}{A_d \times 1\,000}$

$\frac{4\,001}{0{,}464 \times 1\,000}$

$= 8{,}62$ m/s

Longueur optimale de la gaine, L

vel, inférieure à 12,7 m/s

$L = 2{,}5 \times D$

$= 2{,}5 \times 0{,}769$

$= 1{,}92$ m

vel, supérieure à 12,7 m/s

$L = (2{,}5 \times D) + \left[\frac{(vel - 12{,}7)}{5} \times D\right]$

$= (2{,}5 \times \quad) + \left[\frac{(\quad - 12{,}7)}{5} \times \quad\right]$

$= \quad$ m

Remplacement du ventilateur —
Conditions améliorées à l'entrée et à la sortie du ventilateur
Feuille de travail 13-F4

Entreprise: EXEMPLE N° 2 Date: 86/06/13

Endroit: COUT MODIQUE-VENTILATEURS Par: MBE

Puissance d'entrée initale du moteur, Wm_{il} (feuille de travail 13-E1)	4,02	kW
Puissance de sortie initiale du moteur, Wm_{ol} (feuille de travail 13-E1)	3,70	kW
Perte par transmission (Table 1)	8	%
Durée de fonctionnement, h	2,90	h/an
Puissance d'entrée corrigée du ventilateur (fabricant), Wf_{i2}	8 760	kW
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh

Rendement de l'entraînement, $Ef_d = 1 - \frac{\text{Perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{8}{100}$

$= 0,92$

Puissance d'entrée initiale du ventilateur, $Wf_{il} = Wm_{ol} \times Ef_d$

$= 3,70 \times 0,92$

$= 3,40$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{il} \times \frac{Wf_{i2}}{Wf}$

$= 4,02 \times \frac{2,90}{3,4}$

$= 3,43$ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{il} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (4,02 - 3,43) \times 8760 \times 0,05$

$= 258$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE No. 1 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 24,1 A

Tension mesurée, V_m 575 V

Intensité mesurée, I_m 19,93 A

Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre 18,65 kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,86 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,86 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{\quad x \quad x \quad}{x \quad x}$$

$$= _____$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) _____ (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{575 \times 19,93 \times 1,73 \times 0,86}{1000}$$

$$= 17,05 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= \quad x$$

$$= _____ \text{kW}$$

Réduction de la vitesse du ventilateur — Moteur à vitesse variable
Feuille de travail 13-F5

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATIONS - VENTILATEURS Par: MBE

Données

Debit d'air initial, f_{a1}	10 000	L/s
Débit d'air corrigé, f_{a2}	5 000	L/s
Pression différentielle totale initiale du ventilateur, DP_{T1}	1,120	kPa
Pression différentielle totale corrigée du ventilateur, DP_{T2}	0,700	kPa
Durée totale du fonctionnement à la vitesse réduite, h	4 015	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (Feuille de travail 13-E1)	17,05	kW

Puissance idéale initiale du ventilateur, $Wf_1 = \frac{f_{a1} \times DP_{T1}}{1\,000}$

$= \frac{10\,000 \times 1,120}{1\,000}$

$= 11,20$ kW

Puissance idéale corrigée du ventilateur, $Wf_2 = \frac{f_{a2} \times DP_{T2}}{1\,000}$

$= \frac{5\,000 \times 0,700}{1\,000}$

$= 3,50$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wf_2}{Wf_1}$

$= 17,05 \times \frac{3,50}{11,20}$

$= 5,33$ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (17,05 - 5,33) \times 4\,015 \times 0,05$

$= 2\,353$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº 2 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 5,9 A

Tension mesurée, V_m 593 V

Intensité mesurée, I_m 5,6 A

Constante de phase, Y
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre — kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,85 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,85 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{5,6 \times 593 \times 0,85}{5,9 \times 575 \times 0,85}$$

$$= 0,98$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{593 \times 5,6 \times 1,73 \times 0,85}{1000}$$

$$= 4,88 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= 4,88 \times 0,92$$

$$= 4,49 \text{ kW}$$

Pressions de ventilateurs
Feuille de travail 13-F2

Entreprise: EXEMPLE No. 2 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

Pression statique à l'entrée du ventilateur, P_{Si} $-0,231$ kPa(eff.)

Pression statique à la sortie du ventilateur, P_{So} $0,288$ kPa(eff.)

Pression due à la vitesse dans la gaine d'entrée du ventilateur, P_{Vi} $0,032$ kPa

Pression due à la vitesse dans la gaine de sortie du ventilateur, P_{Vo} — kPa

Pression différentielle statique totale du ventilateur, $DP_S = P_{So} - P_{Si} - P_{Vi}$

$= 0,288 - (-0,231) - 0,032$

$= 0,487$ kPa

Pression différentielle totale du ventilateur, $DP_T = P_{So} + P_{Vo} - P_{Si} - P_{Vi}$

$= + - -$

$=$ — kPa

Note: lectures prises à l'entrée et à la sortie du ventilateur.

Remplacement du ventilateur —
Conditions améliorées à l'entrée et à la sortie du ventilateur
Feuille de travail 13-F4

Entreprise: EXEMPLE Nº. 2 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

Puissance d'entrée initale du moteur, Wm_{il} (feuille de travail 13-E1)	4,88	kW
Puissance de sortie initiale du moteur, Wm_{ol} (feuille de travail 13-E1)	4,49	kW
Perte par transmission (Table 1)	7,5	%
Durée de fonctionnement, h	2,78	h/an
Puissance d'entrée corrigée du ventilateur (fabricant), Wf_{i2}	8 760	kW
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh

Rendement de l'entraînement, $Ef_d = 1 - \frac{\text{Perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{7,5}{100}$

$= 0,925$

Puissance d'entrée initiale du ventilateur, $Wf_{il} = Wm_{ol} \times Ef_d$

$= 4,49 \times 0,925$

$= 4,15$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{il} \times \frac{Wf_{i2}}{Wf}$

$= 4,49 \times \frac{2,78}{4,15}$

$= 3,00$ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{il} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (4,88 - 3,00) \times 8760 \times 0,05$

$= 823$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº. 3 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 47,0 A

Tension mesurée, V_m 580 V

Intensité mesurée, I_m 24,0 A

Constante de phase, Y
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre — kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,88 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,60 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{24,0 \times 580 \times 0,60}{47,0 \times 575 \times 0,88}$$

$$= 0,35$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,83 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{580 \times 24,0 \times 1,73 \times 0,60}{1000}$$

$$= 14,45 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= 14,45 \times 0,83$$

$$= 11,99 \text{ kW}$$

Moteur de rechange
Feuille de travail 13-E2

Entreprise: EXEMPLE Nº. 3 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS By: MBE

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1}	14,45	kW	(1)
Puissance requise de sortie à l'arbre du moteur, Wm_o (feuille de travail 13-E1)	11,99		(2)
Puissance nominale de sortie à l'arbre du moteur de rechange	14,92	kW	(3)
Durée du fonctionnement, h	8 760	h/an	(4)
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh	(5)

Facteur de charge (feuille de travail E-1) $= \frac{(2)}{(3)}$

$= \frac{11,99}{14,92}$

$= 0,80$

Rendement du moteur de rechange, Ef_m 0,92 (décimales)

Puissance d'entrée du moteur de rechange, $Wm_{i2} = \frac{(2)}{Ef_m}$

$= \frac{11,99}{0,92}$

$= 13,03$ kW (6)

Économie annuelles d'énergie $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (14,45 - 13,03) \times 8\,760 \times 0,05$

$= 622$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº 4 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 24,1 A

Tension mesurée, V_m 580 V

Intensité mesurée, I_m 19,2 A

Constante de phase, Y
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre 18,65 kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,85 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,84 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{19,2 \times 580 \times 0,84}{24,1 \times 575 \times 0,85}$$

$$= 0,79$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{580 \times 19,2 \times 1,73 \times 0,84}{1000}$$

$$= 16,2 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= \quad \times$$

$$= \text{____ kW}$$

Réduction de la vitesse du ventilateur — Remplacement de la poulie
Feuille de travail 13-F1
Page 1 de 2

Entreprise: EXEMPLE Nº 4 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

Données

Débit d'air initial, f_{a1}	12 000	L/s
Débit d'air corrigé, f_{a2}	12 000	L/s
Pression différentielle totale initiale du ventilateur, DP_{T1}	0,88	kPa
Pression différentielle totale corrigée du ventilateur, DP_{T2}	0,65	kPa
Vitesse initiale du ventilateur, n_1	1 200	tr/min
Diamètre primitif initial de la poulie du moteur, D_{m1}	209	mm
Diamètre primitif initial de la poulie du ventilateur, D_{f1}	305	mm
Durée totale du fonctionnement, h	6 000	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (feuille de travail 13-E1)	16,2	kW

Vitesse requise du ventilateur

Réduction de débit

Vitesse corrigée du ventilateur,

$$n_2 = n_1 \times \frac{f_{a2}}{f_{a1}}$$

$$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$$

$$= \quad \text{tr/min}$$

Réduction de pression

Vitesse corrigée du ventilateur,

$$N_2 = n_1 \times \left(\frac{DP_{T2}}{DP_{T1}}\right)^{0,5}$$

$$= 1200 \times \left(\frac{0,65}{0,88}\right)^{0,5}$$

$$= 1031 \text{ tr/min}$$

Réduction de la vitesse du ventilateur — Remplacement de la poulie
Feuille de travail 13-F1
Page 2 de 2

Entreprise: EXEMPLE N° 4 Date: 06/06/13

Endroit: RÉNOVATIONS - VENTILATEURS Par: MBE

Nouvelle poulie du moteur	Diamètre corrigé de la poulie requise Nouvelle poulie du ventilateur
Diamètre primitif, $D_{m2} = D_{m1} \times \frac{n_2}{n_1}$	Diamètre primitif, $D_{f2} = D_{f1} \times \frac{n_1}{n_2}$
$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$	$= 305 \times \frac{1\,200}{1\,031}$
$= \quad$ mm	$= 355$ mm

Puissance idéale initiale du ventilateur, $Wf_1 = \frac{f_{a1} \times DP_{T1}}{1\,000}$

$= \frac{12\,000 \times 0,88}{1\,000}$

$= 10,6$ kW

Puissance idéale corrigée du ventilateur, $Wf_2 = \frac{f_{a2} \times DP_{T2}}{1\,000}$

$= \frac{12\,000 \times 0,65}{1\,000}$

$= 7,8$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wf_2}{Wf_1}$

$= 16,2 \times \frac{7,8}{10,6}$

$= 11,9$ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times ce$

$= (16,2 - 11,9) \times 6\,000 \times 0,05$

$= 1\,290$ $/an

Consommation énergétique d'un ventilateur
Feuille de travail 13-F6

Entreprise: EXEMPLE N°. 4 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - VENTILATEURS Par: MBE

Puissance d'entrée à l'axe du ventilateur, Wf_i (table des valeurs nominales du fabricant)	0,56	kW
Puissance de sortie nominale du moteur, Wm_o	0,75	kW
Rendement nominal du moteur, ef_m	0,75	(décimales)
Perte par transmission (entraînement direct: 0, entraînement par courroie: table 1)	18	%
Durée totale du fonctionnement, h	6 000	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh

Rendement de l'entraînement, $Ef_d = 1 - \frac{\text{pert par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{18}{100}$

$= 0,82$

Puissance d'entrée du moteur du ventilateur, $Wm_i = \frac{Wf_i}{Ef_m \times Ef_d}$

$= \frac{0,56}{0,75 \times 0,82}$

$= 0,91$ kW

Économie annuelle d'argent = $Wm_i \times Ce \times h$

$= 0,91 \times 0,05 \times 6\,000$

$= 273$ $/an

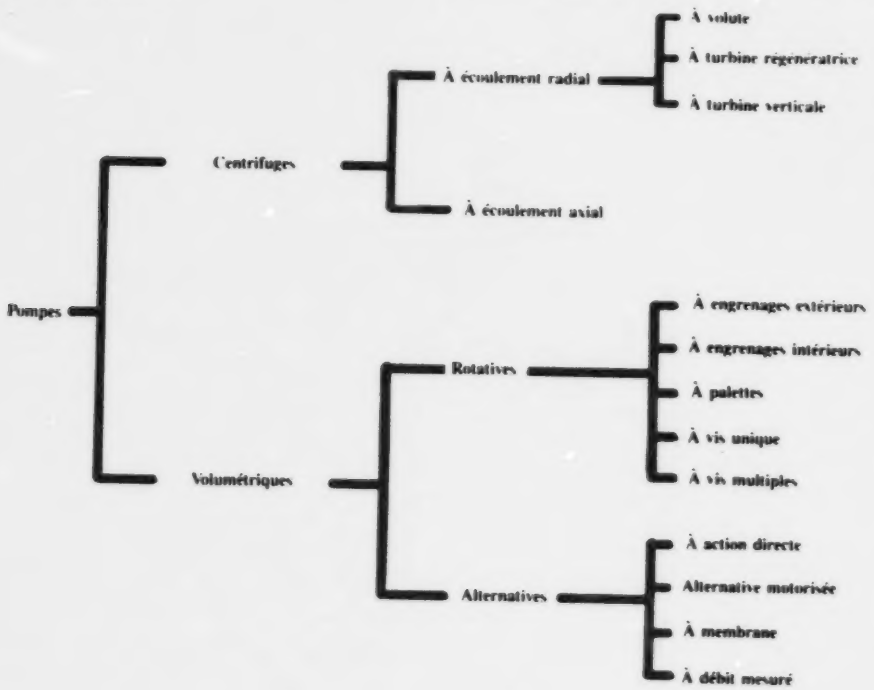
SECTION 2 POMPES

NOTIONS DE BASE

Les pompes fournissent la force motrice nécessaire pour élever des liquides et (ou) les forcer contre la résistance d'un réseau de tuyauteries ou d'un système de procédés.

Types de pompes

Les pompes se regroupent dans deux catégories principales, soit les *pompes centrifuges* et les *pompes volumétriques*. La figure 31 classe les pompes d'usage courant dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public.

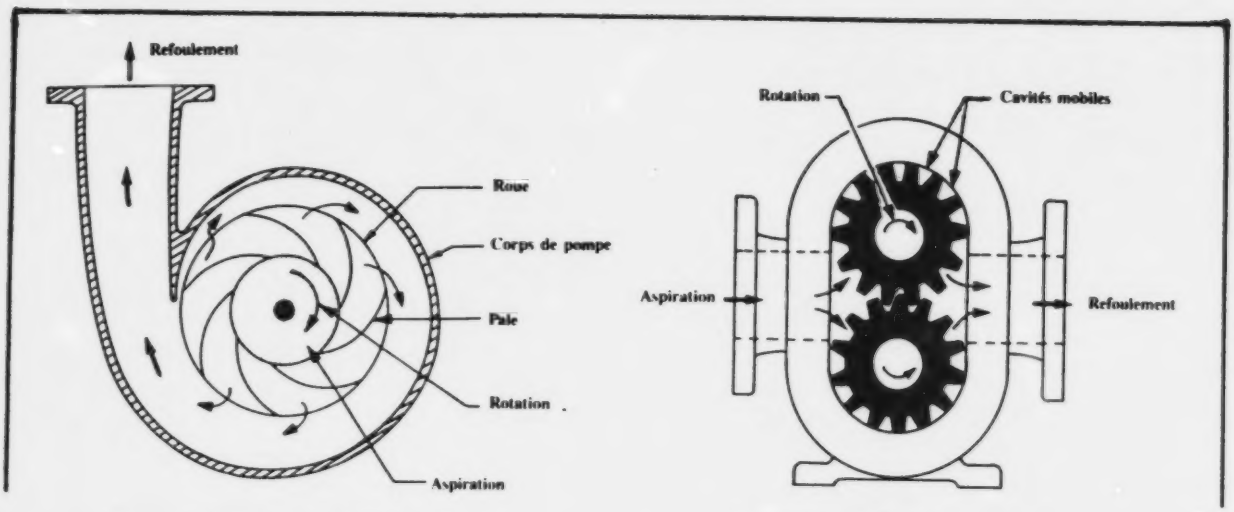


Types de pompes
Figure 31

Dans les pompes *centrifuges*, une roue, par son mouvement de rotation, communique au liquide de l'énergie cinétique ou un mouvement. Dans la pompe centrifuge *à écoulement radial* simplifiée de la figure 32, les pales rotatives déplacent le liquide au voisinage de la roue dans le corps spiralé de pompe. Une certaine quantité d'énergie cinétique se transforme alors en pression et force le liquide dans la canalisation de refoulement. Dans une pompe centrifuge *à écoulement axial*, la levée des palettes en forme d'hélice communique une vitesse au liquide et provoque ainsi un refoulement axial. Dans une pompe *à débit mélangé*, l'énergie du liquide est augmentée par les forces radiales et la levée.

Dans les pompes *volumétriques*, le liquide est véhiculé dans des cavités et déplacé jusqu'à la canalisation de refoulement. Ces pompes assurent un débit constant en fonction d'une vitesse donnée et ne sont pas influencées par la différence de pression et les propriétés du liquide. La figure 33 illustre une pompe volumétrique à engrenages type.

Les pompes à injection, les injecteurs et autres pompes à action spéciale dont l'application technique doit être étudiée par des spécialistes, ne sont pas traités dans le présent module.



Pompe centrifuge à écoulement radial
Figure 32

Pompe volumétrique à engrenages
Figure 33

Mode de fonctionnement des pompes

Les caractéristiques de fonctionnement des pompes seront étudiées aux conditions normales de l'eau, soit 20°C au niveau de la mer. Quoique la densité et la masse volumique de l'eau diminuent en fonction d'une élévation de température, les calculs aux conditions normales sont suffisamment précis pour les évaluations du présent module. Lorsque des calculs précis doivent être effectués pour d'autres fluides et températures, une analyse doit être effectuée par des spécialistes.

Terminologie relative à la mécanique des fluides

On appelle la *hauteur totale du système*, la force motrice nécessaire au déplacement d'un fluide d'un point à un autre du réseau de tuyauteries ou nécessaire au déplacement d'un liquide à l'intérieur d'un système de recirculation. La hauteur totale du système représente la pression différentielle et peut être exprimée en pascals ou en mètres d'eau. La pression différentielle en kilopascals peut être convertie en hauteur en mètres d'eau à l'aide de l'équation suivante:

$$Hd = \frac{DP}{9{,}81}$$

où Hd = hauteur (m)

DP = pression différentielle (kPa)

9,81 = kPa par mètre de hauteur

La hauteur totale du système inclut les pressions différentielles dues aux trois facteurs suivants (figure 34).

- Les pertes par frottement et par inertie de l'écoulement du fluide dans les tuyaux et les raccords ou *tête de friction* (hauteur équivalente de perte de charge).
- La hauteur mesurée entre la surface du liquide d'alimentation et la surface libre du refoulement.
- Les pressions des surfaces du liquide d'alimentation et du lieu de distinction.

La *tête de friction* d'un système donné est proportionnelle au carré du débit. La somme algébrique des pressions produites par la différence de hauteur et de pression des surfaces n'est pas reliée au débit et est appelée *hauteur statique*.

Si l'on connaît la tête de friction d'un système pour un débit donné, la tête de friction d'un autre débit peut être calculée à l'aide de l'équation suivante. Si la hauteur statique n'est pas connue, on peut se servir de cette équation pour calculer et tracer la courbe de la hauteur du système en fonction d'une gamme de débits (voir figure 35).

$$Hd_{f2} = Hd_{f1} \times \left(\frac{fw_2}{fw_1}\right)^2$$

où Hd_{f1}, Hd_{f2} = têtes de friction initiale et corrigée

f_{w1}, f_{w2} = débits initial et corrigé (m^3/h)

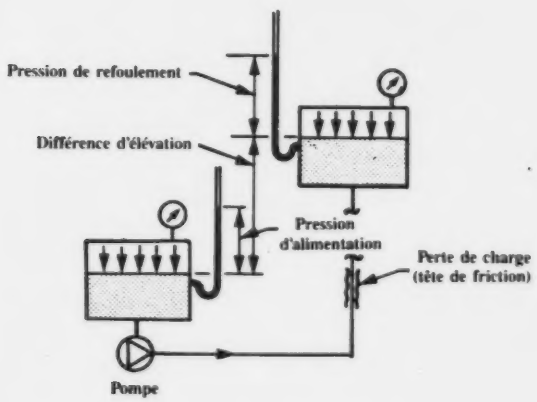
On peut mesurer l'écoulement d'un fluide dans un tuyau en installant un diaphragme préréglé, telle une plaque à orifice, dont la tête de friction est connue pour un débit donné. En mesurant la hauteur de part et d'autre de l'orifice, et en sachant que la tête de friction est proportionnelle au carré du débit, on peut calculer le débit correspondant à la hauteur mesurée.

$$f_{w2} = f_{w1} \times \left(\frac{Hd_{f2}}{Hd_{f1}}\right)^{0.5}$$

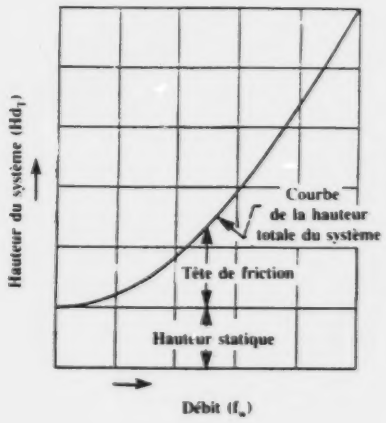
où f_{w1}, f_{w2} = débits correspondants aux têtes de friction connue et mesurée (m^3/h)

Hd_{f1}, Hd_{f2} = têtes de friction mesurée et connue (m)

La mesure des débits liquides et les appareils de mesure de débit sont détaillés dans le module 15 intitulé «Mesures et contrôle».



Hauteurs du système
Figure 34



Courbe de hauteur d'un système type
Figure 35

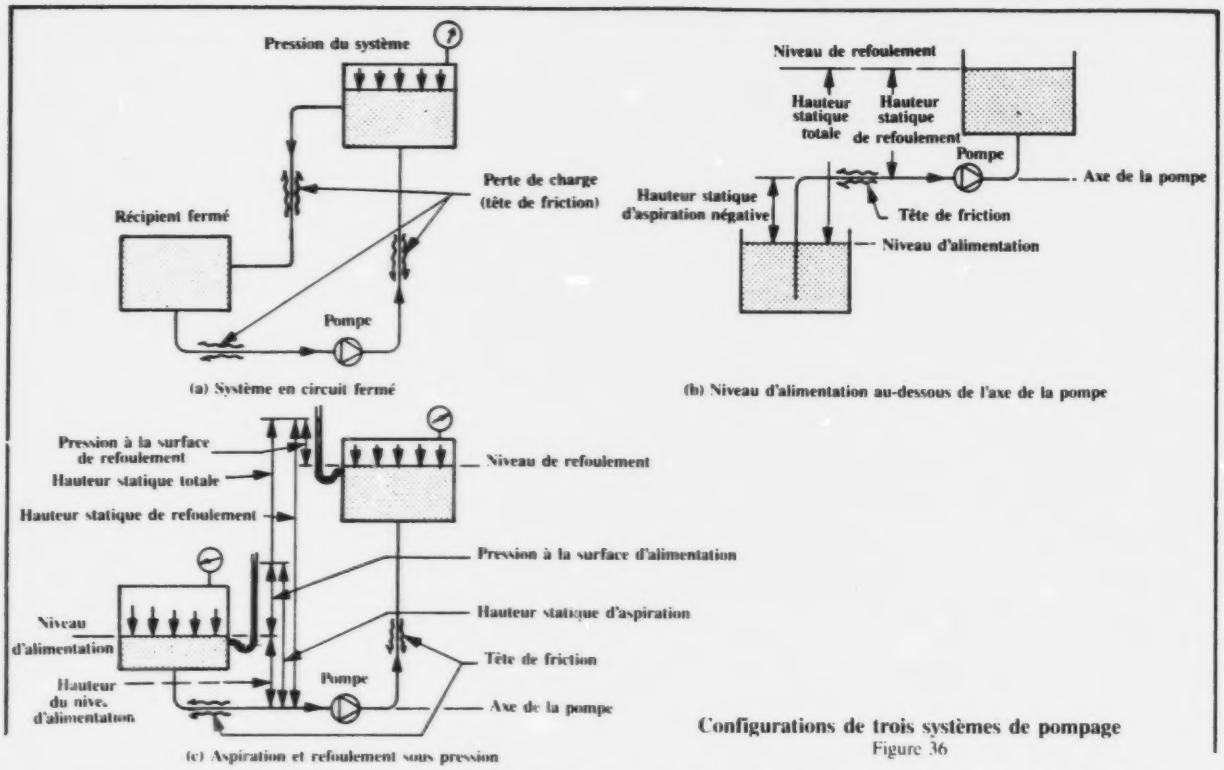
Mesure du rendement des pompes

On peut évaluer le rendement d'une pompe par des calculs basés sur la mesure de la hauteur et de l'écoulement du système.

La *hauteur manométrique totale* d'une pompe est égale à la hauteur totale du système pour un débit donné et comprend les hauteurs suivantes:

- La hauteur statique d'aspiration
- La hauteur statique de refoulement
- La tête de friction (la hauteur équivalente de perte de charge).

La hauteur totale de la pompe représente l'effet net de ces hauteurs sur la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement de la pompe. Dans la figure 36, on montre trois systèmes de pompage et les divers composants de la hauteur totale de la pompe. L'effet total net des hauteurs statiques d'aspiration et de refoulement représente la *hauteur statique totale*. Dans un système en circuit fermé [figure 36(a)], les pertes par frottement représentent la hauteur totale de la pompe.



Configurations de trois systèmes de pompage
Figure 36

Pour analyser la hauteur d'une pompe, seule la *hauteur statique totale* et la *tête de friction du système* doivent être connues.

$$Hd_T = Hd_S + Hd_f$$

où Hd_T = hauteur totale de la pompe (m)

Hd_S = hauteur statique totale (m)

Hd_f = tête de friction totale du système (m)

Conditions à l'aspiration de la pompe

La pression absolue exercée sur le liquide à la canalisation d'aspiration d'une pompe affecte la gamme des débits auxquels la pompe peut fonctionner sans risque. Pour une température donnée, tout liquide a une *pression de vapeur* à laquelle le liquide commence à se vaporiser. La table 4 donne une liste des pressions de vapeur de l'eau à différentes températures. Si la pression absolue d'un liquide admis dans la roue d'une pompe est égale ou inférieure à la pression de vapeur du liquide, des bulles ou des poches de vapeur se forment dans les passages de la roue. Ces bulles se déplacent le long des palettes jusqu'à un point de pression plus élevée et éclatent: c'est le phénomène de la *cavitation*. La cavitation dérange le fonctionnement de la pompe, est bruyante et peut endommager la surface de la roue.

Pour empêcher la formation de ces bulles de vapeur, il faut maintenir la pression à l'entrée de la roue plus élevée que la pression de vapeur du liquide. Chaque pompe présente des caractéristiques d'aspiration particulières nécessitant une pression excédentaire différente. Cette pression excédentaire, qui augmente avec le débit, est appelée *hauteur d'aspiration positive nette* (NPSH).

Lois relatives aux pompes centrifuges

Les *lois relatives aux pompes centrifuges* définissent les variables de fonctionnement des pompes centrifuges. Les variables traitées dans le présent module sont le débit, la vitesse de la pompe, le diamètre de la roue, la hauteur totale de la pompe et la puissance.

Les rapports suivants s'appliquent lorsque *le diamètre de la roue est constant et la vitesse de la pompe varie.*

- Le débit varie en fonction de la vitesse.
- La hauteur totale de la pompe varie en fonction du carré de la vitesse.
- La puissance appelée varie en fonction du cube de la vitesse.

Les rapports suivants s'appliquent lorsque *la vitesse de la pompe est constante et le diamètre de la roue varie.*

- Le débit varie en fonction du diamètre de la roue.
- La hauteur totale de la pompe varie en fonction du carré du diamètre de la roue.
- La puissance appelée varie en fonction du cube du diamètre de la roue.

On peut combiner ces lois pour obtenir les équations suivantes:

$$f_{w2} = f_{w1} \times \frac{n_2}{n_1} \times \frac{D_2}{D_1}$$

$$Hd_{T2} = Hd_{T1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$Wp_{i2} = Wp_{i1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

où f_{w1}, f_{w2} = débits initial et corrigé (m^3/h)

n_1, n_2 = vitesses initiale et corrigée de la pompe (tr/min)

Hd_{T1}, Hd_{T2} = hauteurs totales initiale et corrigée de la pompe (m)

Wp_{i1}, Wp_{i2} = puissances initiale et corrigée

D_1, D_2 = diamètres extérieurs initial et corrigé (m).

On peut appliquer ces lois pour déterminer les caractéristiques de fonctionnement corrigées de la pompe à partir d'un rendement nominal connu pour les conditions de départ. Lorsque les courbes du système sont surtout basées sur la tête de friction, ces lois peuvent être appliquées pour déterminer les diamètres de roue corrigés en fonction des débits et des hauteurs corrigés de pompe. Si la courbe présente une bonne hauteur statique, les lois relatives aux pompes centrifuges *ne devraient pas être* utilisées pour fins d'analyse, sauf lorsque les variations de débit et de hauteur sont très faibles (moins de 10%). Dans de telles applications, le rapport entre le diamètre de la roue et la hauteur de la pompe donne une évaluation conservatrice du diamètre de roue corrigé requis pour une hauteur réduite. Lorsque la courbe présente une hauteur statique élevée, les tables de performance du fabricant *doivent* être consultées lorsqu'il s'agit de choisir des diamètres de roue et des vitesses de pompe corrigés. Ces lois *ne s'appliquent pas* aux pompes volumétriques.

Voici un exemple d'application des lois relatives aux pompes.

Le débit mesuré d'une pompe centrifuge à vitesse constante d'un système de chauffage est de 114 m^3/h à une hauteur totale de pompe de 13,2 m. La roue de la pompe a 208 mm de diamètre. Pour économiser de l'énergie, le débit doit être réduit à 94 m^3/h à une hauteur totale de 9 m en rognant la roue.

On peut déterminer le nouveau diamètre de la roue à l'aide des équations relatives aux lois pour la hauteur corrigée de la pompe.

$$\text{Diamètre corrigé, } D_{T2} = D_{T1} \times \left(\frac{Hd_{T2}}{Hd_{T1}}\right)^{0.5}$$

$$= 208 \times \left(\frac{9{,}0}{13{,}2}\right)^{0.5}$$

$$= 172 \text{ mm}$$

La réduction du diamètre de la roue réduit la puissance d'entrée nette de l'arbre.

Mode de fonctionnement des pompes volumétriques

Une *pompe volumétrique* assure un débit constant pour une vitesse donnée, indépendamment de la hauteur totale. Les rapports suivants entre le débit, la vitesse de la pompe, la hauteur totale de la pompe et la puissance d'entrée s'appliquent aux pompes volumétriques.

- Le débit varie en fonction de la vitesse de la pompe.
- La puissance appelée pour un débit constant varie en fonction de la hauteur totale de la pompe.
- La puissance appelée pour une hauteur totale constante de la pompe varie en fonction du débit.

À cause du rapport proportionnel entre la puissance appelée et la hauteur totale de la pompe, il faut installer une soupape de décharge à la canalisation de refoulement pour que la hauteur nominale de la pompe et du système d'entraînement ne dépasse pas la valeur maximale.

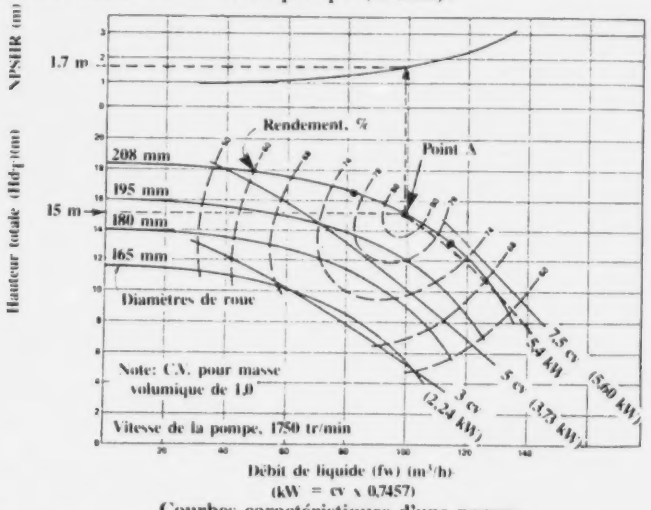
Performance des pompes

Les courbes ou les tables de fonctionnement des fabricants, lorsqu'elles sont disponibles, constituent la source de données la plus fiable pour connaître les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe. Lorsqu'on ne peut obtenir cette information, on peut évaluer la puissance d'une pompe à l'aide de données mesurées, des lois relatives aux pompes et d'équations de puissance relatives aux ventilateurs traités dans la présente section.

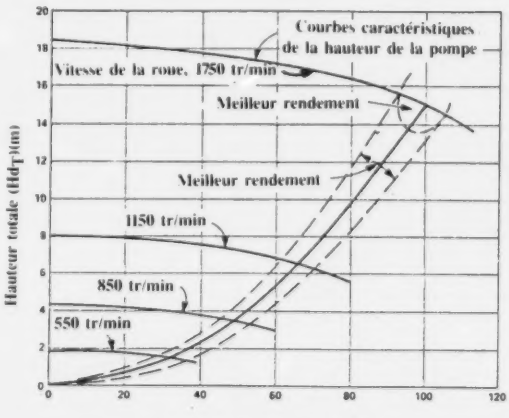
Courbes de fonctionnement des pompes centrifuges

La performance d'une pompe centrifuge est représentée par des courbes basées sur la capacité d'écoulement et la hauteur totale de la pompe. La figure 37 représente des *courbes de fonctionnement d'une pompe* centrifuge type pour différents diamètres de roue, une puissance d'entrée constante, des rendements de pompe et des hauteurs d'aspiration positives nettes requises (NPSHR). Si le diamètre de la roue est de 208 mm et que la capacité d'écoulement est de 100 m^3/h, la courbe indique, au point A, que la pompe peut atteindre une hauteur totale de 15 m à une puissance d'entrée approximative de 5,4 kW. Si l'on trace une ligne verticale entre le point A et la courbe NPSHR, on obtient une hauteur d'aspiration positive nette de 1,7 m pour éviter le phénomène de la cavitation.

Lorsqu'on modifie une pompe pour réduire sa consommation énergétique, on suggère d'augmenter son rendement au maximum. Chaque vitesse de pompe correspond à un point de rendement maximal indiqué par le point A de la figure 37. La figure 38 montre un rapport type entre le point de rendement maximal et la vitesse de la roue pour une pompe donnée. Le point de rendement maximal suit la courbe parabolique jusqu'à zéro, avec une vitesse décroissante de la pompe (tr/min).



Courbes caractéristiques d'une pompe
Figure 37



Meilleures courbes de rendement d'une pompe
Figure 38

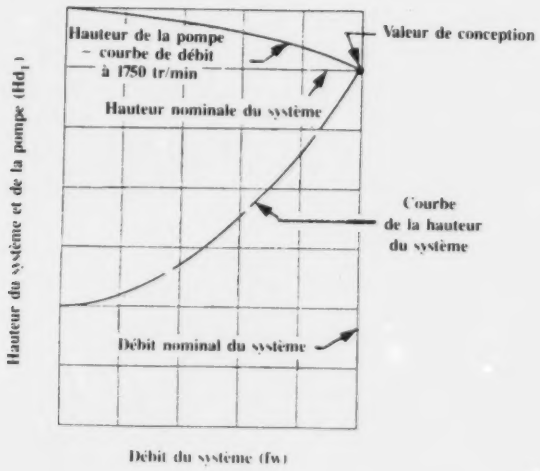
Performance des pompes volumétriques

La performance d'une pompe volumétrique est habituellement présentée en table et est basée sur la capacité de l'écoulement, la pression différentielle totale et la puissance appelée. Comme ces pompes sont souvent utilisées pour des liquides autres que l'eau, il faut, lorsqu'on analyse leur performance, tenir compte des propriétés du liquide et obtenir l'aide d'un spécialiste. Les équations de puissance de base d'une pompe s'appliquent autant aux pompes centrifuges qu'aux pompes volumétriques dans les applications de pompage d'eau.

Courbes d'application

On entend par courbes d'application (figure 39), les courbes de hauteur de charge du système et de la pompe tracées sur le même graphique. Dans le système représenté à la figure 39, le point d'intersection des courbes des hauteurs de la pompe et du système est appelé valeur de conception et représente le débit et la pression auxquels doit fonctionner la pompe. Il faut tracer la courbe de la hauteur du système pour un système donné à partir de la hauteur évaluée pour un système à un débit donné et les équations décrites précédemment. On peut obtenir une courbe d'application en superposant la courbe du système et la courbe de fonctionement du fabricant.

Les courbes d'application sont très utiles pour sélectionner les systèmes de pompage les plus efficaces pour les systèmes avec débit pressions variables.



Courbe d'application
Figure 39

Rendement des pompes

Le rendement d'une pompe est égal à l'énergie mécanique fournie, divisée par la puissance d'entrée réelle à l'arbre de la pompe, et est représenté par l'équation suivante:

$$Ef_p = \frac{f_w \times Hd_T}{Wp_i \times 367}$$

où Ef_p = rendement de la pompe (décimales)

f_w = débit du liquide (m^3/h)

Hd_T = hauteur totale de la pompe (m)

Wp_i = puissance d'entrée à l'arbre de la pompe (kW)

367 = facteur de conversion.

Puissance des pompes

La puissance nécessaire au pompage d'un liquide est fonction du débit et de la hauteur totale du système. La puissance d'entrée idéale nécessaire au déplacement du liquide contre la pression totale de la pompe peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$Wp = \frac{f_w \times Hd_T}{367}$$

où Wp = puissance idéale exercée sur le liquide (kW)

On peut utiliser les calculs relatifs à la puissance idéale d'une pompe pour évaluer les effets des variations sur un système lorsqu'on ne peut obtenir les tables de performance du fabricant. Par exemple, on peut déterminer l'effet des variations du débit et de la hauteur totale de la pompe sur la puissance d'entrée du moteur en multipliant la puissance initiale mesurée par le rapport des puissances idéales de la pompe. On peut déterminer la puissance d'entrée initiale d'un moteur électrique (Wm_i) à l'aide des méthodes décrites à l'annexe E et déterminer la puissance d'entrée corrigée du moteur à l'aide de l'équation suivante:

$$Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wp_2}{Wp_1}$$

où Wm_{i1}, Wm_{i2} = puissances d'entrée initiale et corrigée du moteur (annexe E) (kW)

Wp_1, Wp_2 = puissance idéale de la pompe aux conditions initiales et corrigées (kW).

La puissance d'entrée totale requise pour faire fonctionner une pompe comprend les pertes entraînées par le rendement de la pompe, de l'entraînement et du moteur. La densité massique du liquide n'affecte pas les rapports de puissance de base mais peut affecter le rendement nominal de certaines pompes. Cette nouvelle équation, tirée de l'équation de puissance des pompes, détermine la puissance d'entrée du moteur selon les conditions du système et le rendement des composants.

$$Wm_i = \frac{f_m \times Hd_T}{Ef_p \times Ef_d \times Ef_m \times 367}$$

où Wm_i = puissance d'entrée du moteur (kW)

Ef_p = rendement de la pompe (décimales)

Ef_d = rendement de l'entraînement (décimales)

Ef_m = rendement du moteur (Annexe E) (décimales)

367 = facteur de conversion.

La perte par transmission représente généralement un pourcentage de la puissance d'entrée. Lorsqu'on ne connaît pas les pertes du système d'entraînement par courroie, on peut utiliser une valeur de la table 1. On peut évaluer à zéro la perte par transmission d'un moteur à couplage direct pour le besoin des calculs.

La perte par transmission peut être convertie en rendement d'entraînement.

$$Ef_d = 1 - \frac{\text{perte de transmission}}{100}$$

où Ef_d = rendement de l'entraînement (décimales)

La perte par transmission est exprimée en pourcentage.

100 = facteur de conversion du pourcentage en décimales.

On peut calculer la puissance nette à l'arbre de la pompe pour un système d'entraînement donné, à l'aide des équations suivantes:

$$Wp_i = Wm_i \times Ef_m \times Ef_d$$

ou, $Wp_i = Wm_o \times Ef_d$

où Wp_i = puissance d'entrée à l'arbre de la pompe (kW)

où, Wm_o = puissance de sortie à l'arbre du moteur (Annexe E) (kW)

Analyse énergétique d'une pompe

Les exemples suivants démontrent l'application des équations relatives à la performance d'une pompe.

Dans le cadre d'un programme d'économies d'énergie, une municipalité a effectué une vérification du rendement de ses pompes d'alimentation en eau. Toutes les pompes étaient dotées de totalisateurs de durée de fonctionnement, de manomètres à l'aspiration et au refoulement et de débitmètres. À l'aide des appareils de mesures du système, les données suivantes ont été enregistrées pour une pompe centrifuge à entrainement direct installée sur le réservoir d'alimentation principal. Les caractéristiques de fonctionnement du moteur ont été recueillies à l'aide d'appareils portatifs.

Pression d'aspiration totale	70 kPa (eff.)
Pression de refoulement totale	586 kPa (eff.)
Débit d'eau, f_w	270 m^3/h
Durée mesurée du fonctionnement, h	4300 h/an
Coût moyen de l'électricité, Ce	0,05$/kWh
Données relatives au moteur de la pompe:	
Tension nominale, V_r	575 V
Tension mesurée, V	577 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	90,58 A
Intensité mesurée, I	73,82 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,90
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,87
Phases	3

On doit d'abord convertir ces données en unités standard, telles qu'elles figurent dans les équations d'analyse.

La pression totale de la pompe, DP_T, = pression de refoulement totale − pression d'aspiration totale

$$= 586 - 70$$

$$= 516 \text{ kPa}$$

Hauteur totale de la pompe, Hd_T, $= \frac{DP_T}{9,81}$

$$= \frac{516}{9,81}$$

$$= 52,6 \text{ m}$$

On peut calculer la puissance d'entrée du moteur à l'aide des équations de l'annexe E.

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r}$$

$$= \frac{73,82 \times 577 \times 0,87}{90,58 \times 575 \times 0,90}$$

$$= 0,79$$

Rendement approximatif du moteur, Ef_m (figure E-1) = 0,92

Puissance d'entrée du moteur, $W_{mi} = \frac{V \times I \times 1{,}73 \times p.f.}{1\,000}$

$= \frac{577 \times 73{,}82 \times 1{,}73 \times 0{,}87}{1\,000}$

$= 64{,}11$ kW

Lorsque le système est à entrainement direct, la perte par transmission est évaluée à zéro et le rendement de l'entrainement (Ef_d) est égal à 1.

Puissance à l'abre de la pompe, $Wp_i = Wm_i \times Ef_m \times Ef_d$

$= 64{,}11 \times 0{,}92 \times 1$

$= 58{,}98$ kW

Puissance d'entrée idéale de la pompe, $W_p = \frac{f_m \times Hd_T}{367}$

$= \frac{270 \times 52{,}6}{367}$

$= 38{,}70$ kW

Rendement de la pompe, $Ef_p = \frac{W_P \times 100}{Wp_i}$

$= \frac{38{,}78 \times 100}{58{,}98}$

$= 66\%$

Il s'agit d'un rendement relativement faible pour ce type de pompe. Il serait probablement rentable de remplacer ou de modifier la pompe pour améliorer le rendement à 75%. On peut évaluer les économies possibles à partir de cette valeur.

Puissance corrigée à l'arbre, $Wp_{i2} = \frac{W_p \times 100}{Ef_{p2}}$

$= \frac{38{,}70 \times 100}{75}$

$= 51{,}6$ kW

Puissance d'entrée revisée du moteur, $Wm_{i2} = \frac{Wm_{i1} \times Wp_{i2}}{Wp_{i1}}$

$= \frac{64{,}11 \times 51{,}6}{58{,}98}$

$= 56{,}09$ kW

Économies annuelles possibles $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (64{,}11 - 56{,}09) \times 4\,300 \times 0{,}05$

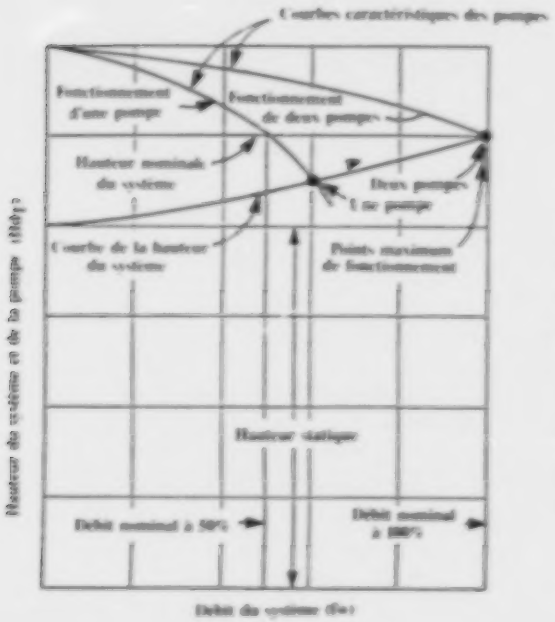
$= 1\,724$$/an

Fonctionnement de groupes de pompes

Pour augmenter le débit ou la hauteur totale de la pompe, on peut faire fonctionner un groupe de pompes raccordées en parallèle ou en série.

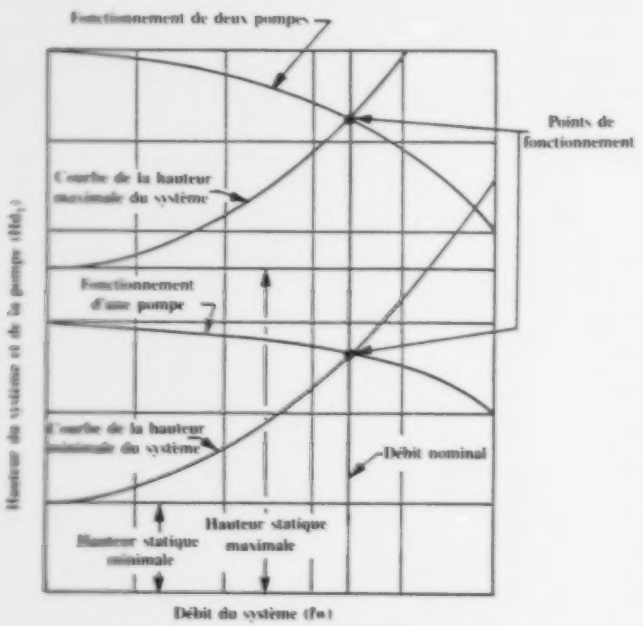
La figure 40 présente une courbe d'application type de deux pompes de même dimension raccordées en parallèle et desservant un système à débit variable. La courbe de la hauteur de charge de deux pompes est tracée en doublant le débit d'une des pompes à chaque valeur de la hauteur du système. Le système fournit deux points de fonctionnement possibles pour une courbe de système donnée selon qu'une ou deux pompes fonctionnent. Les systèmes d'alimentation de chaudières et les réseaux de tuyauteries de procédés sont des applications types.

La figure 41 présente une courbe d'application type de deux pompes de même taille raccordées en série et desservant un système dont la hauteur statique est variable. La courbe de la hauteur de charge de deux pompes est tracée en doublant la hauteur d'une pompe à chaque valeur du débit du système. Les systèmes d'alimentation en eau d'édifices en hauteur et les systèmes de remplissage de réservoirs sont des applications types.



Note: deux pompes, dont le débit nominal est de 50% pour une hauteur nominale de 100%.

Courbes d'application des pompes en parallèle
Figure 40



Note: deux pompes, dont le débit nominal est de 100% pour une hauteur nominale de 50%

Courbe d'application des pompes en série
Figure 41

Joints de pompes

Le type de joint d'arbre utilisé sur une pompe centrifuge ainsi que la qualité de l'entretien effectué sur cette pompe peut avoir une grande influence sur le rendement de celle-ci. Les frottements au niveau du joint de l'arbre gaspillent une partie de la puissance à l'arbre et les fuites d'un joint gaspillent une partie du liquide pompé. Les joints les plus courants sont les *joints de presse-étoupe* et les *joints mécaniques*. La forme et les applications types de ces joints sont décrites à la section Appareillage.

La table 5 représente un graphique des données relatives à la consommation électrique de divers joints mécaniques d'un fabricant en fonction des dimensions de l'arbre et de la pression du corps de pompe, lorsque la pompe fonctionne avec de l'eau propre. La consommation énergétique des joints de presse-étoupe varie selon les matériaux utilisés et les taux de fuites admissibles. Des essais ont toutefois indiqué que leur consommation moyenne était de 6 fois celle des joints mécaniques.

Les données relatives à la consommation électrique présentées à la table 5 sont basées sur une vitesse d'arbre de 1 000 tr/min. Il faut donc corriger les données pour d'autres vitesses.

$$Ws_2 = Ws_1 \times \frac{n}{1\,000}$$

où Ws_2 = consommation électrique du joint à la vitesse actuelle (kW)

Ws_1 = consommation électrique du joint selon la table 5 (kW)

n = vitesse actuelle de l'arbre (tr/min)

1 000 = vitesse de l'arbre selon la table 5 (tr/min).

Selon la configuration de la pompe, la pression du corps de pompe au joint peut être égale à la hauteur de refoulement ou d'aspiration de celle-ci. La plupart des pompes centrifuges dotées d'une roue à une seule paroi soumettent le joint de l'arbre à la hauteur de refoulement. Les turbopompes et les pompes centrifuges dotées de roues à doubles parois soumettent les joints de l'arbre à la hauteur d'aspiration. On peut convertir la hauteur en mètres d'eau en pression en kPa (eff.)

$$P = Hd_d \times 9{,}81$$

où P = pression du corps de pompe (kPa)

Hd_d = hauteur (m)

9,81 = kPa par mètre d'hauteur d'eau

Résumé

Les pompes offrent plusieurs possibilités d'économies d'argent et d'énergie. Un personnel vigilant et conscient des techniques relatives à la gestion de l'énergie peut facilement apprendre à reconnaître ces possibilités et à en tirer avantage.

L'exploitation rationnelle de l'énergie consommée par les pompes est affectée par plusieurs facteurs.

- La configuration des pompes.
- Les conditions de débit à l'aspiration et au refoulement.
- L'application des pompes en fonction des exigences du système.
- Le rendement des pompes.
- Le fonctionnement de système à plusieurs pompes.

On peut analyser les pompes en détail pour évaluer leur puissance d'entrée, le transfert d'énergie, les pertes et les coûts et économies possibles. Les feuilles de travail 13-P1 à 13-P4 donnent un résumé des données et des calculs nécessaires à l'analyse des pompes et de leurs accessoires.

APPAREILLAGE

Comme l'indique la figure 31 et comme il a été mentionné à la section Notions de base, le présent module traite des pompes centrifuges et volumétriques. Les pompes centrifuges sont subdivisées selon la forme de la roue et du corps de pompe alors que les pompes volumétriques sont subdivisées selon leur type, soit alternative ou rotative.

Pompes centrifuges

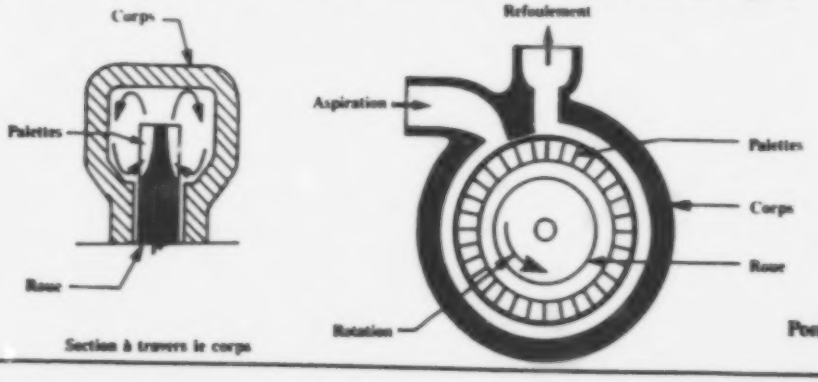
Les pompes centrifuges sont d'usage très courant et l'on retrouve au moins un type de ces pompes dans la plupart des installations. Les petites pompes sont utilisées pour la circulation de l'eau de chauffage, de l'eau potable, de l'eau d'alimentation des chaudières, du condensat et des fluides de procédé. Les pompes de plus grande dimension sont utilisées dans les réseaux d'aqueduc, les systèmes de protection contre les incendies, les égouts, les systèmes de drainage, les systèmes de contrôle des inondations, les systèmes d'irrigation, de badarteau et d'asséchage en cale sèche.

L'usage des pompes centrifuges est très répandu en raison de leur fonctionnement facile. Plusieurs dimensions et types sont offerts sur le marché et elles ne comportent qu'une seule pièce mobile. La table 6 donne une liste des capacités normales relatives aux pompes centrifuges courantes.

Pompes à écoulement radial

La pompe centrifuge à écoulement radial la plus courante est de type *à volute* (figure 32). Dans ce type de pompe, une roue déverse le fluide dans un corps en forme de spirale ou de volute. Les roues de ces pompes peuvent prendre des formes différentes selon l'application. Les roues à palettes ouvertes sont utilisées pour pomper les liquides corrosifs ou contenant des particules solides abrasives. Leur rendement est faible et elles sont plutôt utilisées lorsque l'application exige un faible débit à faible hauteur. Les roues munies de palettes semi-ouvertes sont offertes dans une vaste gamme de diamètres et de formes; elles se prêtent aux applications à faible ou moyenne hauteur (jusqu'à 100 m) tel que des circulateurs d'eau de chauffage jusqu'aux pompes d'égouts. Certaines roues peuvent véhiculer des liquides contenant de grosses particules solides ou fibreuses. Les roues à palettes fermées sont habituellement conçues pour un haut rendement à hauteur élevée (jusqu'à 150 m) et sont utilisées pour les liquides propres. Les roues à double paroi sont utilisées dans les applications à grand débit (supérieur à 25 m^3/h).

La pompe *à turbine régénératrice* (figure 42) est une version spéciale de la pompe centrifuge à volute. Elle consiste en une roue sur le bord extérieur de laquelle sont fixées de petites palettes. Le liquide est forcé à l'extérieur par force centrifuge contre le corps de pompe. Le liquide heurte le corps et est retourné contre la roue entre l'ensemble de palettes suivant. La pompe fonctionne comme des petites pompes miniatures en série. Le débit de ces pompes est faible mais elles peuvent fournir une grande hauteur de pression. Pour des conditions de service identiques, la pompe à turbine régénératrice est plus petite et coûte moins chère qu'une pompe centrifuge à volute ou une pompe alternative. À cause de la grande vitesse qui survient au niveau des palettes et du faible jeu, la pompe à turbine régénératrice ne peut tolérer les liquides abrasifs. Ce type de pompe est souvent utilisé pour le condensat, les gaz liquifiés, l'eau d'alimentation de la chaudière et l'eau pour lave-autos.

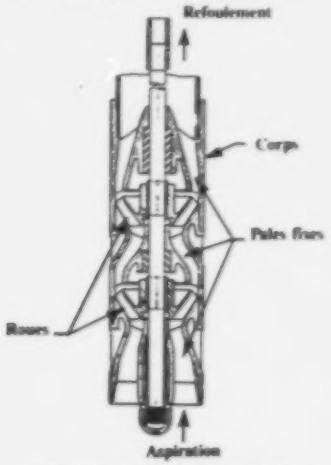


Pompe à turbine régénératrice
Figure 42

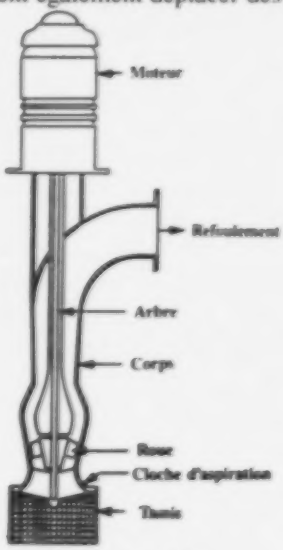
La pompe *à turbine verticale* (figure 43) fut originalement utilisée pour pomper l'eau des puits. De là son nom de pompe de fond ou pompe de puits. La pompe consiste en plusieurs roues fonctionnant en série sur un même arbre, chaque roue pivotant dans une cavité en forme de bol. On peut augmenter le nombre de roues pour assurer une plus grande hauteur en fonction d'un débit donné. Les pompes à turbine verticale sont utilisées pour le pompage des puits et des réservoirs pour l'irrigation, les réservoirs d'eau industriels et municipaux, les procédés, la réfrigération et le conditionnement de l'air.

Pompes à écoulement axial

Le débit du liquide dans une pompe à écoulement axial (figure 44) est parallèle à l'axe de rotation et la pompe est habituellement installée à la verticale. Les pales de la roue agissent comme une hélice permettant d'élever le liquide. Un autre modèle de cette pompe est muni d'une roue à mélanger l'écoulement constituant un hybride entre une roue à écoulement axial et à écoulement radial. Les pompes à écoulement axial sont habituellement utilisées lorsque la hauteur est faible et le débit élevé. Elles sont idéales pour l'irrigation, le contrôle des inondations et le drainage des batardeaux, des bassins de carénage et des terrains. Elles peuvent également déplacer des liquides pollués contenant des particules solides.



Pompe à turbine verticale
Figure 43



Pompe à écoulement axial
Figure 44

Pompes volumétriques

Les pompes volumétriques sont souvent utilisées lorsque le débit doit être constant en fonction d'une hauteur variable. Elles se combinent également à un système de dérivation doté de soupapes de décharge pour assurer une hauteur constante lorsque le débit varie.

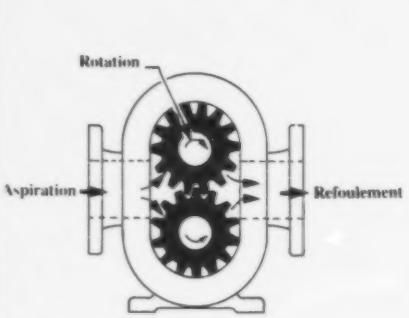
Pompes rotatives

Les pompes rotatives consistent habituellement en un corps de pompe fixe intégrant des éléments rotatifs. Il peut s'agir d'engrenages, de palettes ou de vis fonctionnant avec un minimum de jeu qui créent des cavités à l'aspiration et qui poussent le liquide dans la canalisation de refoulement du corps de pompe. La table 7 donne une liste des caractéristiques des pompes rotatives d'usage courant.

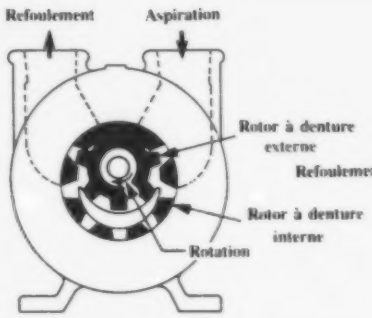
La pompe à engrenages extérieurs (figure 45) est la pompe rotative la plus simple. Le liquide remplit les espaces entre les dents d'engrenage, est circulé autour du corps et évacué lorsque les dents s'engrènent. Ce type de pompe est utilisé pour les liquides visqueux comme les huiles et les solutions d'eau et de glycol. Quoique le débit de ces pompes soit relativement faible, elles peuvent fournir une pression élevée.

La pompe à engrenages intérieurs (figure 46) comporte un rotor à denture extérieure qui s'engrène avec la denture intérieure d'un pignon. Une pièce en forme de croissant empêche le liquide de traverser jusqu'au côté aspiration. Les applications des pompes à engrenages intérieurs sont similaires à celles des pompes à engrenages extérieurs.

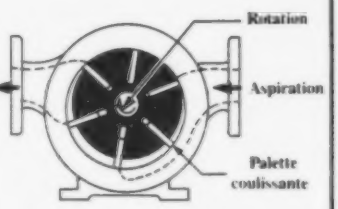
La *pompe à palettes* (figure 47) comporte un rotor sur lequel sont fixés des palettes qui coulissent vers l'extérieur et scellent le corps circulaire désaxé. Le liquide piégé entre les palettes est forcé vers la canalisation de refoulement. La pompe à palettes est utilisée pour le pompage des liquides visqueux et des fluides hydrauliques; elle est d'usage courant dans l'industrie alimentaire, soit dans les brasseries, les installations de boissons gazeuses, les conserveries et les confiseries.



Pompe à engrenages extérieurs
Figure 45



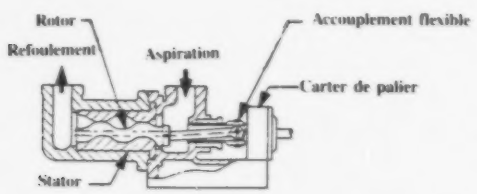
Pompe à engrenages intérieurs
Figure 46



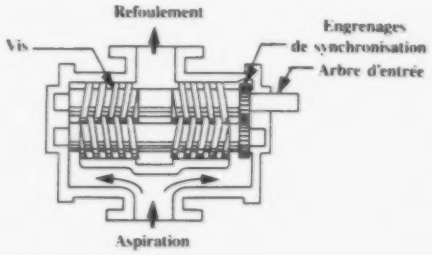
Pompe à palettes
Figure 47

Dans la pompe *à vis unique* (figure 48), un rotor spiralé tourne excentriquement dans un stator hélicoïdal interne. À mesure que tourne le rotor, une cavité se forme et s'avance vers le côté refoulement de la pompe. L'amorce est automatique, la pompe est réversible, elle peut sans pulsation véhiculer les matières abrasives et mesurer le débit. La pompe à vis unique est utilisée pour le pompage de l'eau propre, des boues épaisses et abrasives, des solvants et des aliments comme la soupe, l'huile végétale et la melasse ainsi que des dérivés du pétrole.

Dans la pompe *à vis multiples* (figure 49), le liquide s'écoule entre les filets de deux ou trois rotors en forme de vis, le long de ceux-ci. Les vis opposées que l'on voit dans la figure 49 éliminent la poussée axiale. Cette pompe est utilisée pour le pompage de l'huile visqueuse, de l'asphalte et d'une vaste gamme de produits chimiques et alimentaires.



Pompe à vis unique
Figure 48

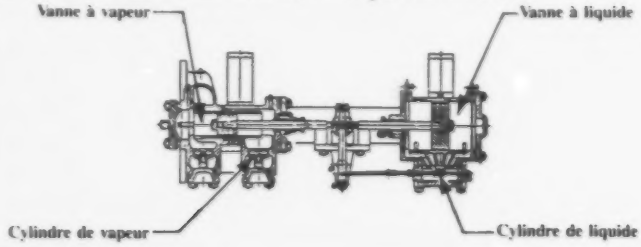


Pompe à vis multiples
Figure 49

Pompes alternatives

Dans les pompes alternatives, un piston aspire le liquide dans un cylindre par un clapet d'admission et le refoule par un clapet de refoulement. Ces pompes sont idéales pour mesurer et pomper les liquides visqueux. Les pompes alternatives viennent en plusieurs dimensions et leur gamme de pressions est très variée (table 8).

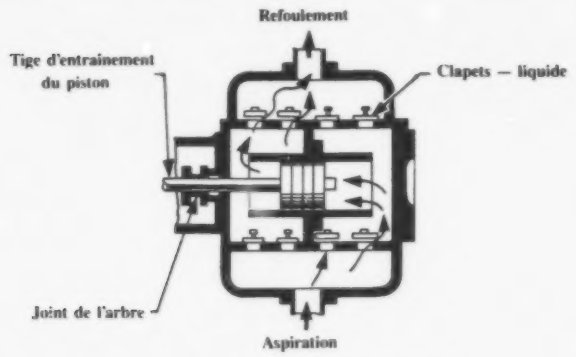
Dans la pompe alternative *à action directe* (figure 50), deux pistons sont raccordés à une même tige. Un piston, habituellement le plus gros, est entraîné par la vapeur et produit un mouvement alternatif. Ce mouvement entraîne simultanément le deuxième piston dans le cylindre de liquide où s'effectue le pompage. Ce type de pompe est encore utilisé pour le pompage d'une variété de liquides industriels. Quoiqu'elle soit fiable, ses coûts de réparation sont très élevés à cause des nombreuses pièces mobiles.



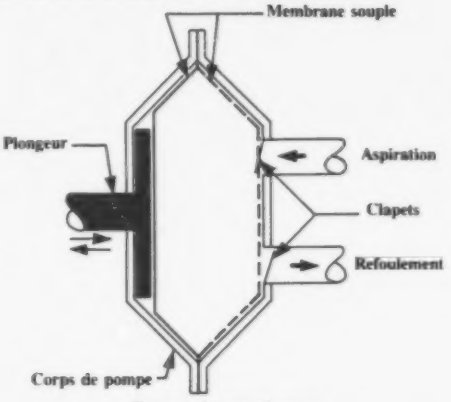
Pompe alternative à action directe
Figure 50

La *pompe alternative motorisée* (figure 51) comporte un mécanisme d'entraînement externe et un cylindre. Les plus petites pompes sont d'usage courant pour le service d'eau sanitaire et le pompage des liquides visqueux. Les plus grandes pompes sont idéales pour les débits élevés et sont utilisées dans les systèmes de lavage à haute pression, l'évacuation des fluides usés, l'assèchement des mines et l'expédition des produits liquides dans les canalisations.

Dans la *pompe à membrane* (figure 52), une membrane souple fixée dans la cavité de pompage reçoit des impulsions par l'alimentation en air ou un plongeur alternatif. Ce type de pompe est utilisé pour le pompage d'une variété de matières tels les produits chimiques, la colle, l'encre, les solvants, les matières grasses, la graisse et l'eau polluée. Grâce à la membrane, l'alimentation en air ou le plongeur ne vient jamais en contact avec la matière à pomper. La pompe à membrane n'est utilisée que pour les applications à faible hauteur et débit.

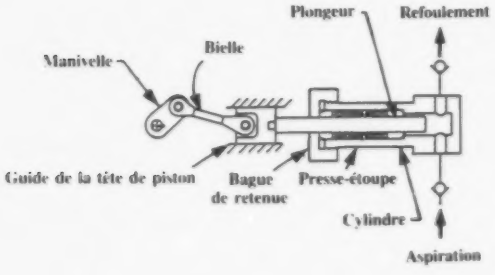


Pompe alternative motorisée
Figure 51



Pompe à membrane
Figure 52

La *pompe à débit mesuré* est utilisée pour pomper avec précision des liquides à faible débit. Le type le plus courant est à piston ou à plongeur (figure 53). Le débit demeure constant même lorsque la pression varie. Dans certaines pompes, une membrane sépare les produits chimiques agressifs ou les matières abrasives du plongeur alternatif. Différents types de pompes rotatives sont également utilisés pour mesurer le débit, mais leur précision est affectée par les variations de pression dues aux fuites au-delà des surfaces de contact.



Pompe à débit mesuré à piston
Figure 53

Joints de pompes

Une grande variété de joints sont utilisés pour minimiser les fuites de liquide lorsque l'arbre traverse le corps de pompe. Les types dont l'usage est le plus répandu sont les *joints de presse-étoupe* et les *joints mécaniques*.

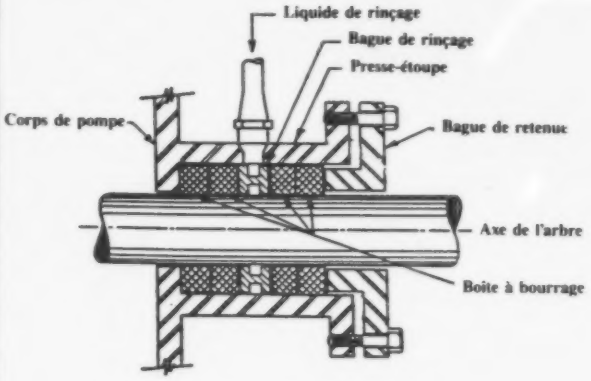
Joints de presse-étoupe

Les joints de presse-étoupe (figure 54) consistent en un empilage de bagues en bourrage d'étoupe souple, à faible friction et comprimée pour assurer une étanchéité entre l'arbre et le corps de pompe. Du lubrifiant est généralement forcé entre l'arbre et les bagues. Les différentes méthodes de lubrification comprennent la fuite contrôlée du liquide pompé, le rinçage forcé assuré par un liquide distinct et l'alimentation forcée mais contrôlée en huile ou en graisse. Dans tous les cas, la consommation électrique, la perte de liquide et la durée de vie du joint sont fonction du réglage approprié de la pression de la bague de retenue fixée sur les bagues d'étanchéité. Ce type de joint n'est pas cher mais entraîne des coûts assez élevés de fonctionnement et d'entretien.

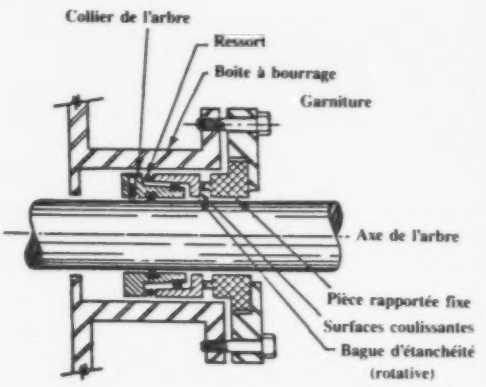
Joints mécaniques

Les joints mécaniques (figure 55) consistent en des bagues du type à ressort robustes à frottement minimal, glissant contre des surfaces de contact polies. La bague d'étanchéité peut être construite de matière auto-lubrifiante où les surfaces du joint peuvent être lubrifiées par une légère fuite du liquide pompé. Ce type de joint coûte relativement cher mais sa consommation énergétique peut représenter un sixième de celle du joint de presse-étoupe, réalisant ainsi de fortes économies de fonctionnement. Des types de joints spéciaux sont offerts pour la rénovation des pompes existantes dotées de joints de presse-étoupe.

On peut justifier, d'un point de vue économique, les joints mécaniques pour la plupart des pompes, mais ils sont le plus souvent utilisés pour le pompage des liquides dispendieux ou dangereux.



Joint de presse-étoupe
Figure 54



Joint mécanique
Figure 55

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE

Généralités

Les Possibilités de gestion de l'énergie identifient différentes façons d'utiliser rationnellement l'énergie pour réduire les coûts d'exploitation. Dans le présent chapitre, plusieurs exemples de possibilités types sont données sous les rubriques Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration de coût modique et Possibilités de rénovation, exemples concrets à l'appui. Quoique dans certains cas, les économies d'argent soient relativement petites, une fois combinées, elles peuvent représenter une bonne somme d'argent. Le chapitre n'énumère pas de façon exhaustive toutes les possibilités d'économie d'énergie qu'offrent les pompes. Il est toutefois destiné à stimuler la vigilance du personnel de gestion, d'exploitation et de maintenance dans la recherche de toutes les possibilités qu'offre leur installation. On recommande de consulter les autres modules de la présente série pour connaître d'autres possibilités de gestion de l'énergie se prêtant à d'autres types d'équipements et de systèmes.

Possibilités de maintenance

Les Possibilités de maintenance sont des initiatives d'économie de l'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. En voici quelques exemples:

1. S'assurer que les joints de presse-étoupe des pompes sont bien ajustés.
2. Maintenir le jeu aux roues et aux joints de pompes.
3. Vérifier et régler l'entraînement du moteur régulièrement pour s'assurer d'une tension adéquate des courroies et du centrage de l'accouplement.
4. Nettoyer les roues des pompes et les réparer ou les remplacer si elles sont corrodées ou piquées.
5. Vérifier et régler, d'une façon régulière, les appareils de régulation comme les minuteries et les régulateurs de vitesse.
6. Arrêter les pompes lorsque leur fonctionnement n'est pas nécessaire.
7. Mettre en pratique un programme d'entretien planifié pour minimiser les pannes des composants de pompes.

Exemples concrets de maintenance

1. Joints de presse-étoupe des pompes

Il faut vérifier périodiquement les joints de presse-étoupe des pompes pour s'assurer de leur étanchéité. Selon le matériau du joint, la température du liquide, la vitesse de l'arbre et la fuite permissible du liquide, on peut obtenir une étanchéité optimale du joint en surveillant le taux de fuite. Les fabricants de pompes et des joints peuvent fournir des données sur l'épaisseur requise de l'étoupe pour des applications particulières. Sauf exception, les joints doivent légèrement fuir pour s'autolubrifier sinon trop d'énergie sera consommée et l'arbre sera endommagé.

2. Tolérances critiques

Le rendement d'une pompe est affecté par le taux de fuite au-delà de la roue, entre le refoulement et l'aspiration. Certaines pompes ont des anneaux d'usure remplaçables qui n'ont que peu de jeu entre les surfaces mobiles pour minimiser les fuites et pour faciliter l'entretien. Les joints mécaniques sont utilisés avec des tolérances critiques pour éviter les fuites et empêcher l'air d'être aspiré dans l'écoulement du liquide. Ces tolérances peuvent être affectées par l'érosion de la roue et les anneaux d'usure lorsque les liquides pompés transportent des particules abrasives. Il faut vérifier les jeux et les surfaces et les entretenir périodiquement pour assurer le meilleur rendement de la pompe.

3. Vérifier et régler les entraînements

Les entraînements ouverts, comme les courroies et les accouplements souples, assurent un long service lorsqu'ils sont bien conçus et entretenus. Les tâches suivantes doivent être exécutées régulièrement.

- Centrer les poulies et les accouplements.
- Vérifier la tension des courroies.
- Lubrifier les paliers.
- Remplacer ou réparer les courroies, les poulies, les embrayages, les clavettes d'entraînement et les accouplements endommagés.

Les fabricants de composants offrent des manuels et des catalogues qui décrivent la bonne méthode de tendre les courroies.

4. Nettoyer la roue de la pompe

Les pompes, surtout lorsqu'elles véhiculent un liquide sale, doivent être nettoyées régulièrement pour assurer un bon rendement. Lorsqu'il y a accumulation de saletés sur la roue et dans le corps de pompe, les pertes de pression statique augmentent dans la pompe et diminuent son efficacité.

5. Appareils de régulation

Lors de l'examen annuel du rendement d'une usine de traitement d'eau, on a remarqué que l'entraînement à vitesse variable de la pompe centrifuge fonctionnait contre une vanne de réglage de débit à une hauteur de 7 mètres supérieurs à celle requise pour maintenir le débit. On en a conclu que de l'énergie électrique pouvait être économisée en réduisant la vitesse de la pompe pour satisfaire la demande de la hauteur nominale.

Les données suivantes ont été recueillies à partir de rapports quotidiens:

Débit régularisé, f_w	340 m^3/h
Hauteur totale revisée de la pompe, Hd_{T2}	28 m
Hauteur initiale de la pompe, Hd_{T1}	35 m
Durée annuelle totale de fonctionnement, h	3 600 h

Les données suivantes relatives à la puissance du moteur ont été mesurées par le personnel d'entretien électrique de l'usine:

Tension nominale, V_r	575 V
Phases	3
Tension mesurée, V	580 V
Puissance de sortie nominale à pleine charge	55,95 kW
Intensité nominale à pleine charge, I_r	71 A
Intensité mesurée, I	48,3 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,88
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,85

Le coût moyen de l'électricité était de 0,05$/kWh. À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a obtenu un rendement initial du moteur de 0,91 et une puissance d'entrée électrique initiale de 41,19 kW.

À l'aide de la feuille de travail 13-P1, on a calculé une économie de 1 483$ par année.

Comme il ne s'agissait que de régler les appareils de régulation, aucune mise de fonds n'a été versée et la rentabilité a été immédiate.

6. Arrêter les pompes lorsqu'aucun débit n'est requis

On réalise des économies d'énergie et de maintenance en arrêtant les pompes lorsque leur fonctionnement n'est pas nécessaire. Les pompes de circulation d'eau de chauffage peuvent habituellement être arrêtées pendant la période d'été et les pompes à eau de refroidissement de procédés peuvent souvent être arrêtées lorsque le procédé ne fonctionne pas.

7. Programme d'entretien

On recommande d'élaborer un programme d'entretien répondant aux besoins spécifiques de l'installation et comprenant les tâches suivantes:

- Quotidiennement: surveiller les bruits suspects de la pompe, la température des paliers, les fuites des boîtes de garniture ou des joints mécaniques et relever les lectures des jauges et des appareils de mesure.

- Semi-annuellement: vérifier le mouvement libre des joints de presse-étoupe, les garnitures, l'alignement de la pompe et de l'entraînement, drainer les paliers lubrifiés et les remplir de nouveau d'huile, vérifier la quantité et la consistance de la graisse dans les paliers lubrifiés et lubrifier les boulons des joints presse-étoupe.
- Annuellement: nettoyer, vérifier et lubrifier les paliers et leurs joints, examiner la garniture et le manchon de l'arbre, vérifier le centrage des accouplements et le mouvement de l'arbre, vérifier et nettoyer les systèmes auxiliaires comme les canalisations de liquide d'étanchéité, les filtres et leurs refroidisseurs, régler de nouveau tous les appareils de mesure et comparer le rendement de la pompe aux caractéristiques nominales.
- Remplacer les composants usés lorsque les vérifications indiquent une perte de rendement.
- Régler le jeu de la roue de pompe lorsque les vérifications indiquent une perte de rendement.
- Tenir à jour les données relatives au rendement, à la consommation électrique et à la réparation de toutes les pompes.

Le personnel d'entretien doit être en mesure de pouvoir entretenir, réparer et vérifier le fonctionnement des pompes et des systèmes de distribution. On recommande de le former lorsqu'il y a de nouveaux équipements, lorsque des changements sont apportés à l'installation et lors de l'application de nouvelles méthodes.

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les Possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées une seule fois et dont le coût n'est pas élevé. En voici quelques exemples:

1. Remplacer les joints de presse-étoupe de l'arbre par des joints mécaniques.
2. Rogner la roue de la pompe pour qu'elle réponde aux exigences de débit et de hauteur.

Exemples concrets d'amélioration de coût modique

1. Joints mécaniques

Une pompe à eau de chauffage dotée d'un arbre de 51 mm de diamètre et d'un joint presse-étoupe fonctionne continuellement (8 760 heures par année) à 1 750 tr/min et la hauteur de refoulement est de 30 m. Pendant l'arrêt annuel complet de l'installation, on voulait remplacer le joint presse-étoupe par un joint mécanique pour réduire les fuites d'eau de chauffage et diminuer le coût énergétique de la pompe.

À l'aide de la feuille 13-P2, on a évalué à 250$/an les économies d'argent.

On a évalué à 1 100$ le coût supplémentaire pour installer un joint mécanique au lieu de renouveler les joints de presse-étoupe pendant l'arrêt planifié.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,100\$}{250\$}$$

$$= 4{,}4 \text{ ans}$$

Même si la période de rentabilité semble relativement longue, on réalise d'autres économies puisqu'il y a réduction des fuites et du traitement chimique de l'eau et de l'entretien de l'arbre de la pompe.

2. Réduction du débit

Une usine utilise une pompe centrifuge pour distribuer de l'eau de refroidissement à divers procédés. Lorsqu'on a modifié les opérations, on s'est aperçu que l'on pouvait éliminer un certain procédé dont le débit était de 12 m^3/h. Des économies d'argent pourraient être réalisées en rognant la roue de la pompe pour satisfaire les nouvelles exigences de débit.

Le débit nominal initial était de 125 m^3/h pour une hauteur totale de pompe de 70 m. Selon les relevés du totaliseur de temps, la pompe fonctionnait en moyenne 2 100 heures par année. Selon le manomètre des côtés aspiration et refoulement de la pompe, la hauteur nominale était respectée. Le personnel d'entretien électrique a obtenu les caractéristiques du moteur suivantes à partir de la plaque signalétique de celui-ci et en mesurant certaines données à l'aide d'appareils de mesure portatifs:

Puissance mécanique nominale à pleine charge	37,3 kW
Tension nominale, V_r	575 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	47,1 A

Nombre de phases	3
Facteur de puissance nominal à pleine charge $p.f._r$	0,88
Tension mesurée, V	578
Intensité mesurée, I	40,02 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,87
Diamètre de roue initial mesuré, D_i	197 mm

Le coût moyen de l'électricité s'élevait à 0,05$/kWh. À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a évalué à 32,45 kW la puissance d'entrée électrique du moteur et à 29,85 kW, sa puissance de sortie.

À l'aide de la feuille de travail 13-P2, on a calculé un nouveau diamètre de 178 mm pour la roue et des économies possibles de 894$ par an.

On a évalué à 2 500$ le coût du rognage de la roue.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{2\,500\$}{894\$}$$

$$= 2,8 \text{ ans}$$

Possibilités de rénovation

Les Possibilités de rénovation sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important. La plupart des possibilités de cette catégorie demande l'analyse approfondie d'un spécialiste et ne seront pas traitées dans le présent module. Des exemples concrets appuient certaines possibilités de gestion de l'énergie alors que d'autres cas ne font l'objet que d'un commentaire. En voici quelques exemples:

1. Installer un régulateur de vitesse sur les pompes pour mieux répondre à la demande du débit liquide.
2. Remplacer l'équipement périmé par de nouveaux appareils dimensionnés pour assurer un rendement optimal.
3. Remplacer les moteurs surdimensionnés.
4. Installer un système de gestion d'énergie commandé par microprocesseur.

Exemples concrets de rénovation

1. Installer un entraînement à vitesse variable

Dans le cadre d'un programme d'économies d'énergie, un centre commercial arrêtait ses systèmes de traitement d'air des locaux la nuit et les congés, pour un total de 4 518 heures par année. Pendant cette période, le débit de la pompe de chauffage du système à eau chaude central était réduit de 115 m^3/h à une hauteur manométrique totale de 38 m, à 35 m^3/h à une hauteur totale du système de 10 m. La pompe centrifuge de chauffage du système central fonctionnait à vitesse constante. On voulait, en arrêtant l'eau de chauffage aux systèmes locaux, faire fonctionner la pompe centrale à une hauteur totale de 42 m. Selon les courbes de performance du fabricant, la hauteur de 42 m représentait un débit de 71,7 m^3/h. On pouvait réaliser des économies en variant la vitesse de la pompe pour mieux répondre aux exigences du système. Comme une réduction de vitesse nécessite une moins grande consommation d'énergie, on a choisi un entraînement à vitesse variable pour maximiser le rendement du moteur. Le coût moyen de l'électricité était de 0,05$/kWh.

Les mesures et les données suivantes ont été recueillies à partir de la plaque signalétique du moteur et des manomètres, dans des conditions réduites de débit:

Hauteur manométrique totale initiale de la pompe, Hd_T	42 m
Débit initial (courbe de la pompe)	71,7 m^3/h
Données relatives au moteur:	
Tension nominale, V_r	575 V
Phases	3
Tension mesurée, V	580 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	29 A
Intensité mesurée, I	20,54 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge $p.f._r$	0,88
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,79

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a évalué à 16,28 kW, la puissance d'entrée électrique initiale.
À l'aide de la feuille de travail 13-P1, on a évalué à 3 253$ par année, les économies d'énergie possibles.
Le coût d'installation d'un entraînement à vitesse variable et des raccords des appareils de régulation a été évalué à 13 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{13\,000\$}{3\,253\$}$$

$$= 4 \text{ ans}$$

2. Installer une pompe plus efficace

Une pompe centrifuge à entraînement par courroie d'une installation de traitement d'eau fonctionnait depuis 30 ans et donnait un faible rendement. La pompe fonctionnait 24 heures sur 24 ou 8 760 heures par année. En remplaçant la pompe avec une nouvelle pompe plus efficace, on réaliserait des économies d'argent et on réduirait par le fait même le coût de l'entretien. Le coût moyen de l'électricité était de 0,05$/kWh.

Selon les appareils de mesure de débit et de pression de la pompe, celle-ci fonctionnait à 90,7 m^3/h, à une hauteur totale de 49 m. On a choisi une nouvelle pompe dont le rendement nominal était de 77% et dont la puissance à l'arbre était de 15,73 kW pour les même conditions de service. La nouvelle pompe est entraînée par un moteur de 18,65 kW dont le rendement nominal est de 93% et le facteur de puissance, 0,88.

On a enregistré les données initiales relatives au moteur de la pompe à partir des appareils de mesure et de la plaque signalétique du moteur:

Tension nominale, V_r	575 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	38,6 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge p.f.$_r$	0,85
Tension mesurée, V	570 V
Intensité mesurée, I	34,0 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,80

À l'aide de la feuille de travail 13-E1, on a évalué à 26,82 kW la consommation électrique initiale.
À l'aide de la feuille de travail 13-P4, on a évalué à 4 030$ par année les économies possibles d'énergie.
Le coût d'installation d'une nouvelle pompe a été évalué à 5 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{5\,000\$}{4\,030\$}$$

$$= 1,2 \text{ an}$$

De plus, on réalise des économies additionnelles à cause de la réduction des coûts d'entretien de la nouvelle pompe.

3. Remplacer les moteurs surdimensionnés

On peut constater, à la figure E-1, l'avantage de faire fonctionner un moteur électrique à pleine charge lorsque le facteur de puissance et le rendement sont à leur maximum.

Lors d'une analyse énergétique, un moteur de 7,5 kW commandait une pompe centrifuge à entraînement direct fonctionnant dans des conditions n'exigeant qu'une puissance mécanique du moteur de 2,25 kW. On pouvait économiser de l'électricité en installant un moteur de 2,25 kW. Selon l'analyse, la pompe fonctionnait 4 160 heures par année.

On a enregistré les données initiales relatives au moteur de la pompe à partir des appareils de mesure et de la plaque signalétique du moteur:

Tension nominale, V_r	575 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	8 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge p.f.$_r$	0,88
Tension mesurée, V	575 V
Intensité mesurée, I	5,03 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,60

À l'aide de la feuille de travail 13-E1 on a calculé la puissance d'entrée du moteur à 3 kW. À l'aide de la feuille de travail 13-E2 on a évalué à 114$ par année les économies possibles d'argent. Le coût de l'installation de petit moteur a été évalué à 500$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{500\$}{114\$}$$

$$= 4{,}4 \text{ ans}$$

Dans des cas semblables, on peut réaliser des économies additionnelles si l'augmentation du facteur de puissance réduit la prime de puissance de l'installation. Ce facteur ainsi que les moteurs électriques à haut rendement sont traités dans le module 4 intitulé «Moteurs économiseurs d'énergie».

4. Installer un système de gestion de l'énergie des pompes

Un système informatisé de gestion de l'énergie pour les pompes peut réaliser des économies d'argent supérieures à celles réalisées par des opérations individuelles car le système surveille et intègre les différentes fonctions de régulation.

L'analyse et le choix d'un tel équipement doivent être effectués par un spécialiste et adaptés aux exigences de l'installation.

Performance d'un entrainement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº 5 Date: 86/06/13

Endroit: MAINTENANCE - POMPES Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 71,0 A

Tension mesurée, V_m 580 V

Intensité mesurée, I_m 48,3 A

Constante de phase, Y (1.73 pour 3, 2.0 pour 2, 1.0 pour 1) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre 55,95 kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,88 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,85 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{48,3 \times 580 \times 0,85}{71,0 \times 575 \times 0,88}$$

$$= 0,66$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,91 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{580 \times 48,3 \times 1,73 \times 0,85}{1000}$$

$$= 41,19 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= \quad \times$$

$$= \text{____} \text{ kW}$$

Réduction de la capacité d'une pompe
Feuille de travail 13-P1

Entreprise: EXEMPLE Nº.5 Date: 86/06/13

Endroit: MAINTENANCE - POMPES Par: MBE

Données

Ecoulement initial, f_{w1}	340	m^3/h
Ecoulement corrigé, f_{w2}	340	m^3/h
Hauteur d'eau initiale, Hd_{T1}	35	m
Hauteur d'eau corrigée, Hd_{T2}	28	m
Durée totale du fonctionnement, h	3 600	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée initiale, Wm_{i1} (Feuille de travail 13-E1)	41,19	kW

Puissance idéale initiale de la pompe, $Wp_1 = \frac{f_{w1} \times Hd_{T1}}{367}$

$= \frac{340 \times 35}{367}$

$= 32,43$ kW

Puissance idéale corrigée de la pompe, $Wp_2 = \frac{f_{w2} \times Hd_{T2}}{367}$

$= \frac{340 \times 28}{367}$

$= 25,94$ kW

Puissance d'entrée corrigée, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wp_2}{Wp_1}$

$= 41,19 \times \frac{25,94}{32,43}$

$= 32,95$ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (41,19 - 32,95) \times 3600 \times 0,05$

$= 1\,483$ $/an

Installation de joints mécaniques
Feuille de travail 13-P2

Entreprise: EXEMPLE Nº. 1 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - POMPES Par: MBE

Durée totale de fonctionnement, h	8 760	h/an
Coût de la consommation électrique, Ce	0,05	$/kWh
Diamètre de l'arbre	51	mm
Vitesse de l'arbre, n	1 750	tr/min
Pression de refoulement de la pompe, Hd_d	30	m

Pression de refoulement de la pompe, $P = hd_d \times 9.81$

$= 30 \times 9.81$

$= 294$ kPa

Consommation électrique des joints mecaniques/1000 tr/min, W_{S1} 0,065 kW (Table 5)

Consommation électrique des joints mécaniques, $W_{S2} = \frac{n}{1000} \times W_{S1}$

$= \frac{1\,750}{1000} \times 0,065$

$= 0,114$ kW

Consommation électrique du joint du presse-étoupe, $W_{S3} = W_{S2} \times 6$

$= 0,114 \times 6$

$= 0,684$ kW

Économie annuelle d'argent = $W_{S3} - W_{S2} \times (1) \times (2)$

$= (0,684 - 0,114) \times 8\,760 \times 0.05$

$= 250$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº. 2 Date: 86/06/13

Endroit: Coût Modique - Pompes Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 47,1 A

Tension mesurée, V_m 578 V

Intensité mesurée, I_m 40,02 A

Constante de phase, Y 1,73
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)

Puissance nominale de sortie de l'arbre 37,3 kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,88 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,87 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{40,02 \times 578 \times 0,87}{47,1 \times 575 \times 0,88}$$

$$= 0,84$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{578 \times 37,3 \times 1,73 \times 0,87}{1000}$$

$$= 32,45 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= 32,45 \times 0,92$$

$$= 29,85 \text{ kW}$$

Réduction de la capacité d'une pompe — Diamètre de la roue
Feuille de travail 13-P3
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº. 2 Date: 86/06/13

Endroit: COÛT MODIQUE - POMPES Par: MBÉ

Données:

Ecoulement initial, f_{w1}	125	m^3/h
Ecoulement corrigé, f_{w2}	113	m^3/h
Hauteur d'eau initiale, Hd_{T1}	70	m
Diamètre existant de la roue, D_1	197	mm
Durée totale du fonctionnement, h	2 100	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée initiale, Wm_{i1}	32,45	kW
Puissance de sortie initiale du moteur, Wm_{o1} (feuille de travail 13-E1)	29,85	kW
Rendement de l'entraînement par courroie, Ef_d (Entraînement direct: 1,0, entraînement par courroie: Table 1)	1,0	

Hauteur d'eau corrigée, $Hd_{T2} = Hd_{T1} \times \left(\frac{f_{w2}}{f_{w1}}\right)^2$

$= 70 \times \left(\frac{113}{125}\right)^2$

$= 57,2$ m

Puissance d'éntrée initiale de l'arbre, $Wp_{i1} = Wm_{o1} \times Ef_d$

$= 29,85 \times 1,0$

$= 29,85$ kW

Réduction de la capacité d'une pompe — Diamètre de la roue
Feuille de travail 13-P3
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 2 Date: 86/06/13

Endroit: Coût Modique - Pompes Par: MBE

Diamètre corrigée la roue, $D_2 = D_1 \times \left(\frac{Hd_{T2}}{Hd_{T1}}\right)^{0,50}$

$= 197 \times \left(\frac{57,2}{70}\right)^{0,50}$

$= \underline{178}$ mm

Puissance d'entrée corrigée de l'arbre, $Wp_{i2} = Wp_{i1} \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$

$= 29,85 \times \left(\frac{178}{197}\right)^3$

$= \underline{22,02}$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wp_{i2}}{Wp_{i1}}$

$= 32,45 \times \frac{22,02}{29,85}$

$= \underline{23,94}$ kW

Économie annuelle d'argent = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (32,45 - 23,94) \times 2\,100 \times 0,05$

$= \underline{894}$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE No. 1 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - POMPES Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r	575	V
Intensité nominale, I_r	29	A
Tension mesurée, V_m	580	V
Intensité mesurée, I_m	20,54	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de sortie de l'arbre	—	kW
Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r	0,88	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, Pf_m	0,79	(décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{20,54 \times 580 \times 0,79}{29 \times 575 \times 0,88}$$

$$= 0,64$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,91 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{580 \times 20,54 \times 1,73 \times 0,79}{1000}$$

$$= 16,28 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= \quad \times$$

$$= \text{—} \text{ kW}$$

Réduction de la capacité d'une pompe
Feuille de travail 13-P1

Entreprise: EXEMPLE Nº. 1 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - POMPES Par: MBE

Données

Ecoulement initial, f_{w1}	71,7	m^3/h
Ecoulement corrigé, f_{w2}	35	m^3/h
Hauteur d'eau initiale, Hd_{T1}	42	m
Hauteur d'eau corrigée, Hd_{T2}	10	m
Durée totale du fonctionnement, h	4 518	h/an
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée initiale, Wm_{i1} (Feuille de travail 13-E1)	16,28	kW

Puissance idéale initiale de la pompe, $Wp_1 = \frac{f_{w1} \times Hd_{T1}}{367}$

$= \frac{71,7 \times 42}{367}$

$= 8,21$ kW

Puissance idéale corrigée de la pompe, $Wp_2 = \frac{f_{w2} \times Hd_{T2}}{367}$

$= \frac{35 \times 10}{367}$

$= 0,95$ kW

Puissance d'entrée corrigée, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wp_2}{Wp_1}$

$= 16,28 \times \frac{0,95}{8,21}$

$= 1,88$ kW

Économie annuelle d'argent = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (16,28 - 1,88) \times 4\,518 \times 0,05$

$= 3\,253$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº. 2 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - POMPES Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 38,6 A

Tension mesurée, V_m 570 V

Intensité mesurée, I_m 34,0 A

Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre — kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,85 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,80 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{34,0 \times 575 \times 0,85}{38,6 \times 570 \times 0,80}$$

$$= 0,94$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1000}$$

$$= \frac{570 \times 34,0 \times 1,73 \times 0,80}{1000}$$

$$= 26,82 \text{ kW}$$

$$\text{Puissance de sortie à l'arbre du moteur, } Wm_o = Wm_i \times Ef_m$$

$$= 26,82 \times 0,92$$

$$= 24,67 \text{ kW}$$

Installation d'une pompe plus efficace

Feuille de travail 13-P4

Entreprise: EXEMPLE Nº. 2 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - POMPES Par: MBE

Données

Débit, f_w	90,7	m^3
Hauteur d'eau de la pompe, Hd_T	49	L/s
Durée totale de fonctionnement, h	8 760	h
Coût d'énergie électrique, Ce	0,05	$/kWh
Puissance d'entrée électrique initiale, Wm_{il} (feuille de travail 13-E1)	26,82	/kWh
Puissance corrigée de l'arbre de la pompe, WP_{i2} (Courbes du fabricant)	15,73	kW
Rendement de l'entraînement, Ef_d (entraînement direct: 1,0, entraînement par courrie: Table 1)	0,96	(decimales)
Rendement du moteur, Ef_m	0,93	(decimales)

Puissance électrique d'entrée corrigée, $Wm_{il} = \frac{Wp_{i2}}{Ef_m \times Ef_d}$

$= \frac{15,73}{0,93 \times 0,96}$

$= 17,62$ kW

Économie annuelle d'argent = $(Wp_{i2} - Wm_{il}) \times h \times Ce$

$= (26,82 - 17,62) \times 8\,760 \times 0,05$

$= 4\,030$ $/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: EXEMPLE Nº. 3 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - POMPES Par: MBE

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r 575 V

Intensité nominale, I_r 8,0 A

Tension mesurée, V_m 575 V

Intensité mesurée, I_m 5,03 A

Constante de phase, Y
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance nominale de sortie de l'arbre — kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r 0,88 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m 0,60 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{5,03 \times 575 \times 0,60}{8,0 \times 575 \times 0,88}$$

$$= 0,43$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,87 (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1\,000}$$

$$= \frac{575 \times 5,03 \times 1,73 \times 0,60}{1\,000}$$

$$= 3,00 \text{ kW}$$

Puissance de sortie à l'arbre du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m$

$$= \quad \times$$

$$= \quad \text{kW}$$

Moteur de rechange
Feuille de travail 13-E2

Entreprise: EXEMPLE Nº. 3 Date: 86/06/13

Endroit: RÉNOVATION - POMPES By: MBE

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{il} 3,00 kW (1)

Puissance requise de sortie à l'arbre du moteur, Wm_o (feuille de travail 13-E1) 2,25 (2)

Puissance nominale de sortie à l'arbre du moteur de rechange 2,25 kW (3)

Durée du fonctionnement, h 4 160 h/an (4)

Coût d'énergie électrique, Ce 0,05 $/kWh (5)

Facteur de charge (feuille de travail E-1) $= \frac{(2)}{(3)}$

$= \frac{2,25}{2,25}$

$= 1,0$

Rendement du moteur de rechange, Ef_m 0,92 (décimales)

Puissance d'entrée du moteur de rechange, $Wm_{i2} = \frac{(2)}{Ef_m}$

$= \frac{2,25}{0,92}$

$= 2,45$ kW (6)

Économie annuelles d'énergie $= (Wm_{il} - Wm_{i2}) \times h\ Ce$

$= (3,00 - 2,45) \times 4\,160 \times 0,05$

$= 114$ $/an

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail
E Entraînements par moteur électrique

GLOSSAIRE

Chargé – État d'un appareil ou d'un système fonctionnant à pleine capacité.

Densité – Rapport du poids d'un corps à celui d'un volume égal d'eau.

Diamètre primitif – Diamètre d'une poulie au niveau de la profondeur moyenne de la gorge (en V) d'une poulie où se situe l'axe neutre des courroies.

Énergie cinétique – Quantité de mouvement ou de travail pouvant être obtenue d'un objet en mouvement en l'amenant au repos.

Facteur de puissance – Dans un circuit, rapport de la puissance active aux bornes, exprimée en watts, à la puissance apparente, exprimée en voltampères.

Force centrifuge – Force qui tend à pousser les objets loin du centre.

Hauteur d'aspiration totale – Somme de la hauteur statique d'aspiration et de la tête de friction dans la tuyauterie d'aspiration.

Hauteur manométrique totale (TDH) – Somme de la hauteur statique et de la charge de friction totale agissant sur une pompe.

Hauteur statique d'aspiration – Hauteur statique mesurée depuis la surface de liquide d'alimentation jusqu'à l'axe de la pompe sous la condition où le débit est nul. (Peut être positive ou négative).

Hauteur statique de refoulement – Hauteur statique mesurée depuis l'axe de la pompe jusqu'à la surface libre de refoulement, sous la condition où le débit est nul.

Hauteur statique totale – La somme algébrique des hauteurs statiques d'aspiration et de refoulement agissant sur une pompe.

Inertie – Propriété qu'ont les corps de ne pouvoir changer l'état de repos ou de mouvement dans lequel ils se trouvent sans l'application d'une force.

Pression absolue – Pression par rapport au vide absolu, exprimée en kPa (abs.).

Pression atmosphérique – Pression absolue normale de l'atmosphère au niveau de la mer, soit 101,325 kPa (abs.).

Pression de vapeur – Pression exercée par les vapeurs émisent par un fluide en phase liquide dans des conditions déterminées.

Pression différentielle totale du ventilateur – Hausse de pression entre l'entrée et la sortie du ventilateur.

Pression due à la vitesse (dynamique) – Pression totale mesurée dans le sens du débit, moins la pression statique.

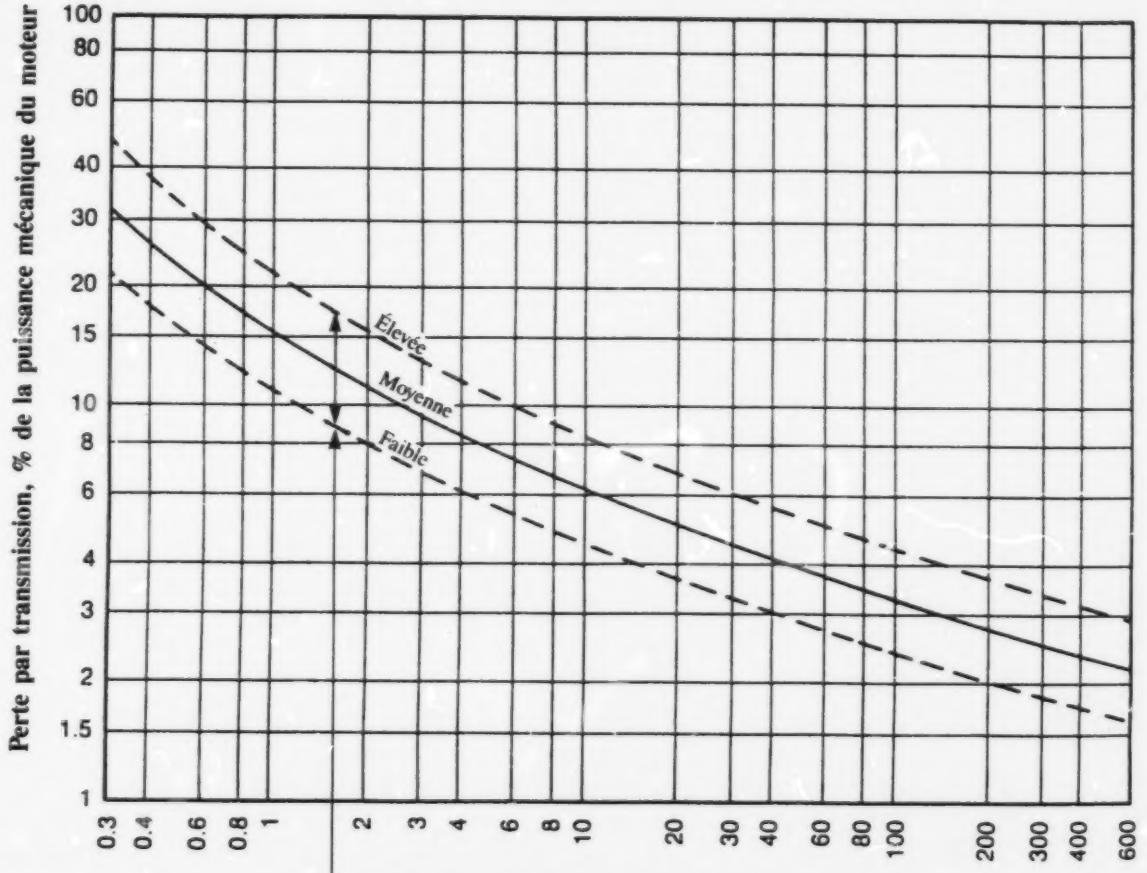
Pression effective – Pression par rapport à la pression atmosphérique, exprimée en kPa (effective). Il est à noter que kPa (eff.) + pression atmosphérique = kPa (abs.).

Puissance – Énergie produite ou consommée dans l'unité de temps, exprimée en kilowatts.

Température ambiante – Température du milieu ambiant dans lequel l'appareil est en service.

Tête de friction (hauteur équivalente de perte de charge) – Hauteur (ou pression) nécessaire pour vaincre le frottement du fluide dans un réseau de tuyauteries.

EVALUATION DE LA PERTE PAR TRANSMISSION
TABLE 1



Conversion: $cv = \frac{kW}{0{,}7457}$

Gamme de perte par transmission
Les ventilateurs à vitesse élevé sont sujet à de plus grosses pertes que les ventilateurs à vitesse abaissé avec la même puissance.

CARACTÉRISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DES VENTILATEURS CENTRIFUGES
TABLE 2

Type de ventilateur	Débit maximale 1 000 L/s	Pression différentielle maximale (Pa)	Puissance maximale (kW)	Gamme rendement %	Applications
Pales courbées vers l'avant	100	750	11	72-76	Évacuation des toilettes Ventilation des bâtiments Évacuation des bâtiments Tirage forcé des chaudières
À profil aérodynamique	425	3 500	2 240	84-91	Ventilation Alimentation en air
Pales radiales plates	70	5 000	450	70-72	Recirculation des gaz de combustion Air primaire chaud
Pales radiales modifées	70	4 000	450	78-83	Tirage induit pour chaudières Traitement des gaz contenant un taux moyen de poussières Sciures et copeaux de bois Poussière de grains
Pales radiales ouvertes	70	4 000	450	65-70	Longues rognures Chiffons et laine Languettes de papier et matériaux fibreux
Inclinées vers l'arrière	175	2 200	450	77-80	Ventilation commerciale et industrielle
Courbées vers l'arrière					Conditionnement d'air Tirage forcé pour chaudières

CARACTÉRISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU VENTILATEUR AXIAL
TABLE 3

Type de ventilateur	Débit maximal (1 000 L/s)	Pression différentielle maximale (Pa)	Puissance maximale (kW)	Applications
À hélice	57	300	15	Ventilation des manufactures, des centrales électriques et des bâtiments agricoles
				Ventilation à prix modique
À tubes	47	500	60	Transfert de grandes quantité d'air à une faible pression différentielle
				Évacuation des postes de vaporisation
À pales	118	5 500	112	Ventilation des mines
				Ventilation des tunnels
				Évacuation des fumées

PRESSION DE VAPEUR D'EAU
TABLE 4

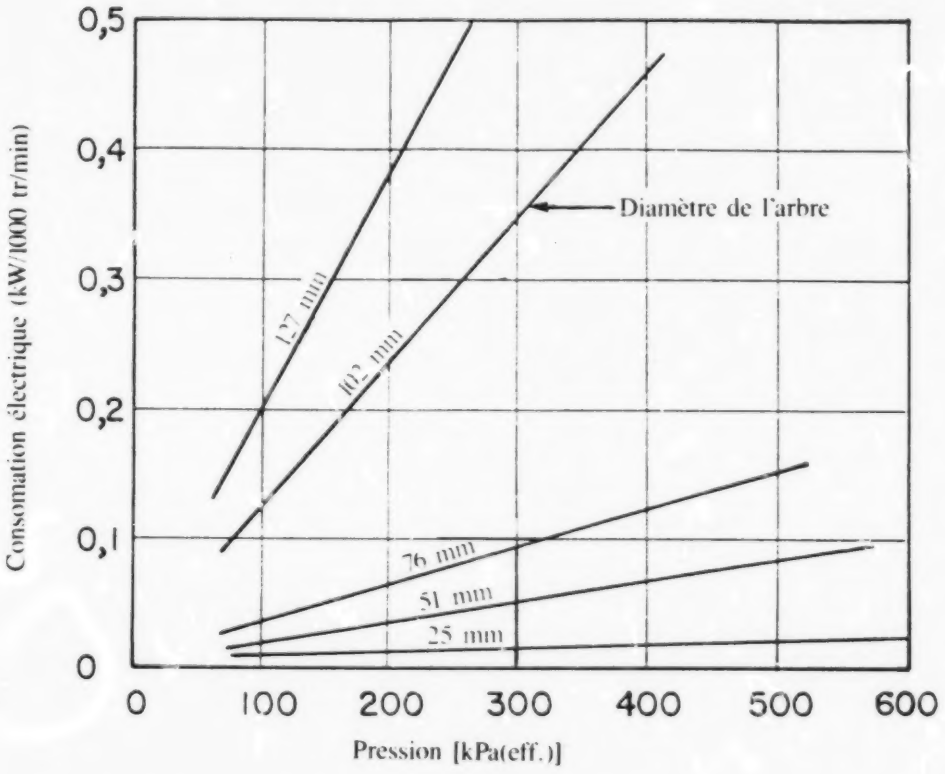
Température °C	Pression de vapeur kPa(abs.)	Température °C	Pression de vapeur kPa(abs.)
0	0,61112	110	143,390
10	1,2280	120	198,688
20	2,3389	130	270,306
30	4,2462	140	361,572
40	7,3838	150	476,207
50	12,3503	160	618,283
60	19,944	170	792,245
70	31,199	180	1 002,899
80	47,414	190	1 255,367
90	70,182	200	1 555,099
100	101,420		

(Gracieuseté de l'ASHRAE)

CONSOMMATION ÉLECTRIQUE DES JOINTS MÉCANIQUES

(Tiré des données de W. Cherston Company
basées sur des joints lubrifiés à l'eau)

TABLE 5



CAPACITÉ NORMALE DES TYPES COURANTS DE POMPES CENTRIFUGES

TABLE 6

Type de pompe	Débit m^3/h	Hauteur d'eau m
À volute	2 700	150
À diffuser	3 400	430
À turbine régénératrice	1 700	370
À turbine verticale	5 700	300
À écoulement axial	9 000	15

CAPACITÉ NORMALE DES TYPES COURANTS DE POMPES ROTATIVES
TABLE 7

Type de pompe	Débit L/s	Pression différentielle [kPa(abs.)]
À engrenages extérieurs	315	27 600
À engrenages intérieurs	50	27 600
À palettes	65	17 200
À vis unique	45	6 900
À vis multiples	1 900	34 500

CAPACITÉ NORMALE DES TYPES COURANTS DE POMPES ALTERNATIVES
TABLE 8

Type de pompe	Débit L/s	Pression différentielle [kPa(eff.)]
À action directe	80	5 200
Alternative électrique	250	100 000
À membrane	20	660

CONVERSIONS COURANTES

1 baril (35 gal imp.) (42 gal U.S.)	= 159,1 litres
1 gallon (imp.)	= 1,20094 gallon (U.S.)
1 cheval vapeur (chaudière)	= 9809,6 watts
1 cheval vapeur	= 2545 Btu/heure
1 cheval vapeur	= 0,746 kilowatts
1 joule	= 1 N-m
Kelvin	= (°C + 273,15)
1 kilowatt-heure	= 3600 kilojoules
1 Newton	= 1 Kg-m/s^2
1 thermie	= 10^5 Btu
1 tonne (réfrigérant)	= 12002,84 Btu/heure
1 tonne (réfrigérant)	= 3516,8 watts
1 watt	= 1 joule/seconde
degré Rankine	= (°F + 459,67)

Cubes

1 v^3 = 27 pi^3

1 pi^3 = 1728 po^3

1 cm^3 = 1000 mm^3

1 m^3 = 10^6 cm^3

1 m^3 = 1000 L

Carrés

1 v^2 = 9 pi^2

1 pi^2 = 144 po^2

1 cm^2 = 100 mm^2

1 m^2 = 10000 cm^2

PRÉFIXES SI

Préfixe	Symbole	Valeur numérique	Exposant
téra	T	1 000 000 000 000	10^{12}
giga	G	1 000 000 000	10^9
méga	M	1 000 000	10^6
kilo	k	1 000	10^3
hecto	h	100	10^2
déca	da	10	10^1
déci	d	0,1	10^{-1}
centi	c	0,01	10^{-2}
milli	m	0,001	10^{-3}
micro	u	0,000 001	10^{-6}
nano	n	0,000 000 001	10^{-9}
pico	p	0,000 000 000 001	10^{-12}

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS MÉTRIQUES EN UNITÉS IMPÉRIALES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/centimètre carré	A/cm^2	ampère/pouce carré	A/po^2	6,452
degré Celsius	°C	degré Fahrenheit	°F	(°C × 9/5) + 32
centimètre	cm	pouce	po	0,3937
centimètre cube	cm^3	pouce cube	po^3	0,06102
mètre cube	m^3	pied cube	pi^3	35,314
gramme	g	once	oz	0,03527
gramme	g	livre	lb	0,0022
gramme/litre	g/L	livre/pied cube	lb/pi^3	0,06243
joule	J	Btu	Btu	$9,480 \times 10^{-4}$
joule	J	pied-livre	pi-lb	0,7376
joule	J	cheval vapeur-heure	cv-h	$3,73 \times 10^{-7}$
joule/mètre, (Newton)	J/m, N	livre	lb	0,2248
kilogramme	kg	livre	lb	2,205
kilogramme	kg	tonne (longue)	tonne	$9,842 \times 10^{-4}$
kilogramme	kg	tonne (courte)	tn	$1,102 \times 10^{-3}$
kilomètre	km	mille	mille	0,6214
kilopascal	kPa	atmosphère	atm	$9,87 \times 10^{-3}$
kilopascal	kPa	pouce de mercure (32°F)	po de Hg	0,2953
kilopascal	kPa	pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	4,0147
kilopascal	kPa	livre/pouce carré	lb/po^2	0,1450
kilowatt	kW	pied-livre/seconde	pi-lb/s	737,6
kilowatt	kW	cheval vapeur	cv	1,341
kilowatt-heure	kWh	Btu	Btu	3413
litre	L	pied cube	pi^3	0,03531
litre	L	gallon (imp.)	gal (imp.)	0,21998
litre	L	gallon (U.S.)	gal (U.S.)	0,2642
litre/seconde	L/s	pied cube/minute	pi^3/min	2,1186
lumen/mètre carré	lm/m^2	lumen par pied carré	lm/pi^2	0,09290
lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m^2	pied bougie	pi-b	0,09290
mètre	m	pied	pi	3,281
mètre	m	verge	yd	1,09361
partie par million	ppm	grain/gallon (imp.)	gr/gal (imp.)	0,07
partie par million	ppm	grain/gallon (U.S.)	gr/gal (U.S.)	0,05842
perméance (métrique)	PERM	perméance (imp.)	perm	0,01748
centimètre carré	cm^2	pouce carré	po^2	0,1550
mètre carré	m^2	pied carré	pi^2	10,764
mètre carré	m^2	verge carré	v^2	1,196
tonne (métrique)	t	livre	lb	2204,6
watt	W	Btu/heure	Btu/h	3,413
watt	W	lumen	lm	668,45

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/po^2	A/po^2	ampère/cm^2	A/cm^2	0,1550
atmosphère	atm	kilopascal	kPa	101,325
British Thermal Unit	Btu	joule	J	1054,8
Btu	Btu	kilogramme-mètre	kg-m	107,56
Btu	Btu	kilowatt-heure	kWh	$2,928 \times 10^{-4}$
Btu/heure	Btu/h	watt	W	0,2931
calorie, gramme	cal ou	g-cal joule	J	4,186
chaîne	chaîne	mètre	m	20,11684
pied cube	pi^3	mètre cube	m^3	0,02832
pied cube	pi^3	litre	L	28,32
pied cube/minute	pi^3/m	litre/seconde	L/s	0,47195
cycle/seconde	c/s	Hertz	Hz	1,00
degré Fahrenheit	°F	degré Celsius	°C	(°F−32)/1,8
pied	pi	mètre	m	0,3048
pied bougie	pi-b	lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m^2	10,764
pied lambert	pi-L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,42626
pied-livre	pi-lb	joule	J	1,356
pied-livre	pi-lb	kilogramme-mètre	kg-m	0,1383
pied livre/seconde	pi-lb/s	kilowatt	kW	$1,356 \times 10^{-3}$
gallon (imp.)	gal (imp.)	litre	L	4,546
gallon (U.S.)	gal (U.S.)	litre	L	3,785
grain/gallon (imp.)	gr/gal(imp.)	partie par million	ppm	14,286
grain/gallon (U.S.)	gr/gal(U.S.)	partie par million	ppm	17,118
cheval vapeur	cv	watt	W	745,7
cheval vapeur-heure	cv-h	joule	J	$2,684 \times 10^6$
pouce	po	centimètre	cm	2,540
pouce de mercure (32°F)	po de Hg	kilopascal	kPa	3,386
pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	kilopascal	kPa	0,2491

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES (CONT.)

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
lambert	L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,183
lumen/pied carré	lm/pi^2	lumen/mètre carré	lm/m^2	10,76
lumen	lm	watt	W	0,001496
mille	mille	kilomètre	km	1,6093
once	oz	gramme	g	28,35
perm (0°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5,721 \times 10^{-11}$
perm (23°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5,745 \times 10^{-11}$
perm-pouce (0°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4532 \times 10^{-12}$
perm-pouce (23°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4593 \times 10^{-12}$
chopine (imp.)	chopine	litre	L	0,56826
livre	lb	gramme	g	453,5924
livre	lb	joule/mètre (Newton)	J/m N	4,448
livre	lb	kilogramme	kg	0,4536
livre	lb	tonne (métrique)	t	$4,536 \times 10^{-4}$
livre/pied cube	lb/pi^3	gramme/litre	g/L	16,02
livre/pouce carré	lb/po^2	kilopascal	kPa	6,89476
pinte	pinte	litre	L	1,1365
slug	slug	kilogramme	kg	14,5939
pied carré	pi^2	mètre carré	m^2	0,09290
pouce carré	po^2	centimètre carré	cm^2	6,452
verge carré	v^2	mètre carré	m^2	0,83613
tonne (longue)	ton	kilogramme	kg	1016
tonne (courte)	tn	kilogramme	kg	907,185
verge	v	mètre	m	0,9144

* "L" tel qu'utilisé dans l'éclairement.

Les valeurs typiques qui suivent peuvent servir de facteurs de conversion quand les données réelles manquent. Les équivalents en MJ et en BTU correspondent à la chaleur de combustion. Les chiffres applicables aux hydrocarbures correspondent à la valeur calorifique la plus élevée (poids humide). Certains produits sont de toute évidence des matières premières, mais ont été inclus au tableau pour le rendre plus complet et pour servir de référence. Les facteurs de conversion pour le charbon sont approximatifs puisque la valeur calorifique de ce produit varie selon la mine d'où il a été extrait.

TYPE D'ÉNERGIE	MÉTRIQUE	IMPÉRIAL
CHARBON		
— métallurgique	29 000 mégajoules/tonne	25,0 × 10^6 BTU/tonne
— anthracite	30 000 mégajoules/tonne	25,8 × 10^6 BTU/tonne
— bitumineux	32 100 mégajoules/tonne	27,6 × 10^6 BTU/tonne
— sous-bitumineux	22 100 mégajoules/tonne	19,0 × 10^6 BTU/tonne
— lignite	16 700 mégajoules/tonne	14,4 × 10^6 BTU/tonne
COKE		
— métallurgique	30 200 mégajoules/tonne	26,0 × 10^6 BTU/tonne
— pétrolier		
— brut	23 300 mégajoules/tonne	20,0 × 10^6 BTU/tonne
— calciné	32 600 mégajoules/tonne	28,0 × 10^6 BTU/tonne
POIX	37 200 mégajoules/tonne	32,0 × 10^6 BTU/tonne
PÉTROLE BRUT	38,5 mégajoules/litre	5,8 × 10^6 BTU/baril
MAZOUT N° 2	38,68 mégajoules/litre	5,88 × 10^6 BTU/baril 0,168 × 10^6 BTU/GI
PÉTROLE N° 4	40,1 mégajoules/litre	6,04 × 10^6 BTU/baril 0,173 × 10^6 BTU/GI
PÉTROLE N° 6 (MAZOUT LOURD C)		
— 2,5 % soufre	42,3 mégajoules/litre	6,38 × 10^6 BTU/baril 0,182 × 10^6 BTU/GI
— 1,0 % soufre	40,5 mégajoules/litre	6,11 × 10^6 BTU/baril 0,174 × 10^6 BTU/GI
— 0,5 % soufre	40,2 mégajoules/litre	6,05 × 10^6 BTU/baril 0,173 × 10^6 BTU/GI
KÉROSÈNE	37,68 mégajoules/litre	0,167 × 10^6 BTU/GI
DIESEL	38,68 mégajoules/litre	0,172 × 10^6 BTU/GI
GAZOLINE	36,2 mégajoules/litre	0,156 × 10^6 BTU/GI
GAZ NATUREL	37,2 mégajoules/m^3	1,00 × 10^6 BTU/M pi^3
PROPANE	50,3 mégajoules/kg 26,6 mégajoules/litre	0,02165 × 10^6 BTU/lb 0,1145 × 10^6 BTU/GI
ÉLECTRICITÉ	3,6 mégajoules/kWh	0,003413 × 10^6 BTU/kWh

Réduction de la vitesse du ventilateur — Remplacement de la poulie
Feuille de travail 13-F1
Page 1 de 2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Débit d'air initial, f_{a1} _____ L/s

Débit d'air corrigé, f_{a2} _____ L/s

Pression différentielle totale initiale du ventilateur, DP_{T1} _____ kPa

Pression différentielle totale corrigée du ventilateur, DP_{T2} _____ kPa

Vitesse initiale du ventilateur, n_1 _____ tr/min

Diamètre primitif initial de la poulie du moteur, D_{m1} _____ mm

Diamètre primitif initial de la poulie du ventilateur, D_{f1} _____ mm

Durée totale du fonctionnement, h _____ h/an

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (feuille de travail 13-E1) _____ kW

Vitesse requise du ventilateur

Réduction de débit

Vitesse corrigée du ventilateur,

$$n_2 = n_1 \times \frac{f_{a2}}{f_{a1}}$$

$$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$$

$$= _____ \text{ tr/min}$$

Réduction de pression

Vitesse corrigée du ventilateur,

$$N_2 = n_1 \times \left(\frac{DP_{T2}}{DP_{T1}}\right)^{0,5}$$

$$= \quad \times \left(\frac{\quad}{\quad}\right)^{0,5}$$

$$= _____ \text{ tr/min}$$

Réduction de la vitesse du ventilateur — Remplacement de la poulie
Feuille de travail 13-F1
Page 2 de 2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Diamètre corrigé de la poulie requise

Nouvelle poulie du moteur

Diamètre primitif, $D_{m2} = D_{m1} \times \frac{n_2}{n_1}$

$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$

$=$ _____ mm

Nouvelle poulie du ventilateur

Diamètre primitif, $D_{f2} = D_{f1} \times \frac{n_1}{n_2}$

$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$

$=$ _____ mm

Puissance idéale initiale du ventilateur, $Wf_1 = \frac{i_{a1} \times DP_{T1}}{1\,000}$

$= \frac{\quad \times \quad}{1\,000}$

$=$ _____ kW

Puissance idéale corrigée du ventilateur, $Wf_2 = \frac{f_{a2} \times DP_{T2}}{1\,000}$

$= \frac{\quad \times \quad}{1\,000}$

$=$ _____ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wf_2}{Wf_1}$

$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$

$=$ _____ kW

Economie annuelle d'argent $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times ce$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times \quad$

$=$ _____ $/an

Pressions de ventilateurs
Feuille de travail 13-F2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Pression statique à l'entrée du ventilateur, P_{Si} _____ kPa(eff.)

Pression statique à la sortie du ventilateur, P_{So} _____ kPa(eff.)

Pression due à la vitesse dans la gaine d'entrée du ventilateur, P_{Vi} _____ kPa

Pression due à la vitesse dans la gaine de sortie du ventilateur, P_{Vo} _____ kPa

Pression différentielle statique totale du ventilateur, $DP_S = P_{So} - P_{Si} - P_{Vi}$

$= \quad - \quad -$

$=$ _____ kPa

Pression différentielle totale du ventilateur, $DP_T = P_{So} + P_{Vo} - P_{Si} - P_{Vi}$

$= \quad + \quad - \quad -$

$=$ _____ kPa

Note: lectures prises à l'entrée et à la sortie du ventilateur.

Longueur optimale de la gaine de sortie du ventilateur

Feuille de travail 13-F3

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Dimensions de la gaine

Rectangulaire

Hauteur, a _____ m

Largeur, b _____ m

Ronde

Diamètre _____ m

Diamètre équivalent, $= (1{,}273 \times a \times b)^{0.50}$

$= (1{,}273 \times \quad \times \quad)^{0.50}$

$= _____$ m

Débit d'air, f_a _____ L/s

Diamètre équivalent de la gaine, $A_d = \frac{\pi \times D^2}{4}$

$= \frac{3{,}1416 \times (\quad)^2}{4}$

$= _____ m^2$

Vitesse moyenne de l'air, $vel = \frac{f_a}{A_d \times 1\,000}$

$\frac{\quad}{\quad \times 1\,000}$

$= _____$ m/s

Longueur optimale de la gaine, L

vel, inférieure à 12,7 m/s

$L = 2{,}5 \times D$

$= 2{,}5 \times$

$= _____$ m

vel, supérieure à 12,7 m/s

$L = (2{,}5 \times D) + \left[\frac{(vel - 12{,}7)}{5} \times D\right]$

$= (2{,}5 \times \quad) + \left[\frac{(\quad - 12{,}7)}{5} \times \quad\right]$

$= _____$ m

Remplacement du ventilateur —
Conditions améliorées à l'entrée et à la sortie du ventilateur
Feuille de travail 13-F4

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Puissance d'entrée initale du moteur, Wm_{il} _____ kW
(feuille de travail 13-E1)

Puissance de sortie initiale du moteur, Wm_{ol} _____ kW
(feuille de travail 13-E1)

Perte par transmission (Table 1) _____ %

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Puissance d'entrée corrigée du ventilateur (fabricant), Wf_{i2} _____ kW

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Rendement de l'entraînement, $Ef_d = 1 - \frac{\text{Perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{\qquad\qquad}{100}$

$= _____$

Puissance d'entrée initiale du ventilateur, $Wf_{il} = Wm_{ol} \times Ef_d$

$= \qquad \times$

$= _____$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{il} \times \frac{Wf_{i2}}{Wf}$

$= \qquad \times _____$

$= _____$ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{il} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (\qquad - \qquad) \times \qquad \times$

$= _____$ $/an

Réduction de la vitesse du ventilateur — Moteur à vitesse variable
Feuille de travail 13-F5

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Debit d'air initial, f_{a1} _____ L/s

Débit d'air corrigé, f_{a2} _____ L/s

Pression différentielle totale initiale du ventilateur, DP_{T1} _____ kPa

Pression différentielle totale corrigée du ventilateur, DP_{T2} _____ kPa

Durée totale du fonctionnement à la vitesse réduite, h _____ h/an

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} _____ kW
(Feuille de travail 13-E1)

Puissance idéale initiale du ventilateur, $Wf_1 = \dfrac{f_{a1} \times DP_{T1}}{1\,000}$

$= \dfrac{____ \times ____}{1\,000}$

$= ____$ kW

Puissance idéale corrigée du ventilateur, $Wf_2 = \dfrac{f_{a2} \times DP_{T2}}{1\,000}$

$= \dfrac{____ \times ____}{1\,000}$

$= ____$ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \dfrac{Wf_2}{Wf_1}$

$= ____ \times \dfrac{____}{____}$

$= ____$ kW

Économie annuelle d'argent = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (____ - ____) \times ____ \times ____$

$= ____$ $/an

Consommation énergétique d'un ventilateur

Feuille de travail 13-F6

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Puissance d'entrée à l'axe du ventilateur, Wf_i (table des valeurs nominales du fabricant) _____ kW

Puissance de sortie nominale du moteur, Wm_o _____ kW

Rendement nominal du moteur, ef_m _____ (décimales)

Perte par transmission (entraînement direct: 0, entraînement par courroie: table 1) _____ %

Durée totale du fonctionnement, h _____ h/an

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Rendement de l'entraînement, $Ef_d = 1 - \frac{\text{pert par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{_____}{100}$

$= _____$

Puissance d'entrée du moteur du ventilateur, $Wm_i = \frac{Wf_i}{Ef_m \times Ef_d}$

$= \frac{_____}{x}$

$= _____$ kW

Économie annuelle d'argent = $Wm_i \times Ce \times h$

= x x

= _____ $/an

Réduction de la capacité d'une pompe

Feuille de travail 13-P1

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Ecoulement initial, f_{w1} _____ m^3/h

Ecoulement corrigé, f_{w2} _____ m^3/h

Hauteur d'eau initiale, Hd_{T1} _____ m

Hauteur d'eau corrigée, Hd_{T2} _____ m

Durée totale du fonctionnement, h _____ h/an

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Puissance d'entrée initiale, Wm_{i1} (Feuille de travail 13-E1) _____ kW

Puissance idéale initiale de la pompe, $Wp_1 = \frac{f_{w1} \times Hd_{T1}}{367}$

$= \frac{\text{x}}{367}$

= _____kW

Puissance idéale corrigée de la pompe, $Wp_2 = \frac{f_{w2} \times Hd_{T2}}{367}$

$= \frac{\text{x}}{367}$

= _____kW

Puissance d'entrée corrigée, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wp_2}{Wp_1}$

= x _____

= _____ kW

Économie annuelle d'argent = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

= (−) x x

= _____$/an

Installation de joints mécaniques

Feuille de travail 13-P2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Durée totale de fonctionnement, h _____ h/an

Coût de la consommation électrique, Ce _____ $/kWh

Diamètre de l'arbre _____ mm

Vitesse de l'arbre, n _____ tr/min

Pression de refoulement de la pompe, Hd_d _____ m

Pression de refoulement de la pompe, $P = hd_d \times 9{,}81$

$= \quad \times 9{,}81$

$=$ _____ kPa

Consommation électrique des joints mecaniques/1000 tr/min, W_{S1} _____ kW
(Table 5)

Consommation électrique des joints mécaniques, $W_{S2} = \frac{n}{1000} \times W_{S1}$

$= \frac{\quad}{1000} \times$ _____

$=$ _____ kW

Consommation électrique du joint du presse-étoupe, $W_{S3} = W_{S2} \times 6$

$= \quad \times 6$

$=$ _____ kW

Économie annuelle d'argent $= W_{S3} - W_{S2} \times (1) \times (2)$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times$

$=$ _____ $/an

Réduction de la capacité d'une pompe — Diamètre de la roue
Feuille de travail 13-P3
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données:

Ecoulement initial, f_{w1} _____ m^3/h

Ecoulement corrigé, f_{w2} _____ m^3/h

Hauteur d'eau initiale, Hd_{T1} _____ m

Diamètre existant de la roue, D_1 _____ mm

Durée totale du fonctionnement, h _____ h/an

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Puissance d'entrée initiale, Wm_{i1} _____ kW

Puissance de sortie initiale du moteur, Wm_{o1} _____ kW
(feuille de travail 13-E1)

Rendement de l'entraînement par courroie, Ef_d _____
(Entraînement direct: 1,0,
entraînement par courroie: Table 1)

Hauteur d'eau corrigée, $Hd_{T2} = Hd_{T1} \times \left(\frac{f_{w2}}{f_{w1}}\right)^2$

$= \quad \times \left(\frac{\quad}{\quad}\right)^2$

$=$ _____ m

Puissance d'éntrée initiale de l'arbre, $Wp_{i1} = Wm_{o1} \times Ef_d$

$= \quad \times$

$=$ _____ kW

Réduction de la capacité d'une pompe — Diamètre de la roue
Feuille de travail 13-P3
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Diamètre corrigée la roue, $D_2 = D_1 \times \left(\frac{Hd_{T2}}{Hd_{T1}}\right)^{0,50}$

$= \quad \times \left(\frac{\quad}{\quad}\right)^{0,50}$

$=$ _____ mm

Puissance d'entrée corrigée de l'arbre, $Wp_{i2} = Wp_{i1} \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$

$= \quad \times \left(\frac{\quad}{\quad}\right)^3$

$=$ _____ kW

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{Wp_{i2}}{Wp_{i1}}$

$= \quad \times \frac{\quad}{\quad}$

$=$ _____ kW

Économie annuelle d'argent $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times$

$=$ _____ $/an

Installation d'une pompe plus efficace
Feuille de travail 13-P4

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Débit, f_w _____ m^3

Hauteur d'eau de la pompe, Hd_T _____ L/s

Durée totale de fonctionnement, h _____ h

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh

Puissance d'entrée électrique initiale, Wm_{i1} _____ /kWh
(feuille de travail 13-E1)

Puissance corrigée de l'arbre de la pompe, WP_{i2} _____ kW
(Courbes du fabricant)

Rendement de l'entraînement, Ef_d _____ (decimales)
(entraînement direct: 1,0,
entraînement par courrie: Table 1)

Rendement du moteur, Ef_m _____ (decimales)

Puissance électrique d'entrée corrigée, $Wm_{i1} = \frac{Wp_{i2}}{Ef_m \times Ef_d}$

$= \frac{\qquad\qquad}{x}$

= _____kW

Économie annuelle d'argent = $(Wp_{i2} - Wm_{i1}) \times h \times Ce$

= (−) x x

= _____$/an

Performance d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 13-E1

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

DONNÉES RELATIVES AU MOTEUR (plaque signalétique ou mesurées)

Tension nominale, V_r _____ V

Intensité nominale, I_r _____ A

Tension mesurée, V_m _____ V

Intensité mesurée, I_m _____ A

Constante de phase, Y
(1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) _____

Puissance nominale de sortie de l'arbre _____ kW

Facteur de puissance nominal à pleine charge, Pf_r _____ (décimales)

Facteur de puissance mesuré, Pf_m _____ (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I_m \times V_m \times Pf_m}{I_r \times V_r \times Pf_r}$$

$$= \frac{\text{x} \quad \text{x}}{\text{x} \quad \text{x}}$$

$$= \text{_____}$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) _____ (décimales)

$$\text{Puissance électrique d'entrée, } Wm_i = \frac{V_m \times I_m \times Y \times Pf_m}{1\,000}$$

$$= \frac{\text{x} \quad \text{x} \quad \text{x}}{1\,000}$$

$$= \text{_____ kW}$$

$$\text{Puissance de sortie à l'arbre du moteur, } Wm_o = Wm_i \times Ef_m$$

$$= \text{x}$$

$$= \text{_____ kW}$$

Moteur de rechange
Feuille de travail 13-E2

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ By: _____

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{il} _____ kW (1)

Puissance requise de sortie à l'arbre du moteur, Wm_o _____ (2)
(feuille de travail 13-E1)

Puissance nominale de sortie à l'arbre du moteur de rechange _____ kW (3)

Durée du fonctionnement, h _____ h/an (4)

Coût d'énergie électrique, Ce _____ $/kWh (5)

Facteur de charge $= \frac{(2)}{(3)}$
(feuille de travail E-1)

$=$ _____

$=$ _____

Rendement du moteur de rechange, Ef_m _____ (décimales)

Puissance d'entrée du moteur de rechange, $Wm_{i2} = \frac{(2)}{Ef_m}$

$=$ _____

$=$ _____ kW (6)

Économie annuelles d'énergie $= (Wm_{il} - Wm_{i2}) \times h\ Ce$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times$

$=$ _____ $/an

Entraînement par moteur électrique

La plupart des ventilateurs et des pompes sont commandés par des moteurs à induction à courant alternatif. Plusieurs petits appareils sont entraînés par des moteurs monophasés alors que ceux de plus grandes dimensions sont entraînés par des moteurs triphasés. Il est important de noter que le nombre de phases affecte les calculs de l'énergie électrique.

Puissance d'entrée des moteurs

La puissance d'entrée d'un moteur électrique peut s'exprimer par l'équation suivante:

$$Wm_i = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

où Wm_i = puissance d'entrée électrique (kW)

V = tension du moteur (V)

I = intensité (A)

Y = constante de phase (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé 4 fils, 1 pour monophasé)

p.f. = facteur de puissance du moteur (décimales)

1 000 = facteur de conversion des voltampères en kilowatts.

Puissance fournie par les moteurs

La puissance mécanique d'un moteur électrique s'exprime par l'équation suivante:

$$Wm_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f. \times Ef_m}{1\,000}$$

où Wm_o = puissance mécanique (kW)

Ef_m = rendement du moteur électrique (décimales)

Le rapport entre la sortie et l'entrée est le même pour tous les moteurs.

$$Wm_o = Wm_i \times Ef_m$$

Données électriques

On peut obtenir les données nécessaires aux calculs en mesurant certaines valeurs ou en recueillant les données relatives au fonctionnement du moteur électrique. On peut utiliser des appareils de mesure pour mesurer la tension, l'intensité et le facteur de puissance.

Des données simplifiées relatives au facteur de puissance et au rendement d'un moteur sont présentées à la figure E-1. Quoique les courbes s'appliquent à des moteurs à induction triphasés, elles peuvent être utilisées pour d'autres types de moteurs. Ces courbes ne doivent être utilisées qu'en l'absence de valeurs mesurées et précises.

La plaque signalétique d'un moteur est la source la plus fiable de données relatives à son rendement. L'Electrical Equipment Manufacturers Association exige que la plaque signalétique indique la puissance nominale du moteur en cheval-vapeur (H.P. ou hp) ou kW, la tension nominale, l'intensité nominale à pleine charge (F.L. amps ou F.L.A.), le facteur de puissance (P.F. ou Pf) et le nombre de phases de l'alimentation électrique.

Facteur de charge d'un moteur

Le *facteur de charge* d'un moteur représente le rapport de la puissance d'entrée mesurée à la puissance d'entrée nominale à pleine charge et s'exprime par l'équation suivante:

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I \times V \times \text{p.f.}}{I_r \times V_r \times \text{p.f.}_r}$$

où I = intensité mesurée (A)

V = tension mesurée (V)

p.f. = facteur de puissance mesuré

I_r = intensité nominale à pleine charge (A)

V_r = tension nominale (V)

p.f._r = facteur de puissance nominal à pleine charge

À l'aide de la charge obtenue, on peut déterminer le rendement du moteur à partir de la figure E-1. Si le facteur de puissance nominal n'est pas connu, on peut utiliser une valeur de la figure E-1.

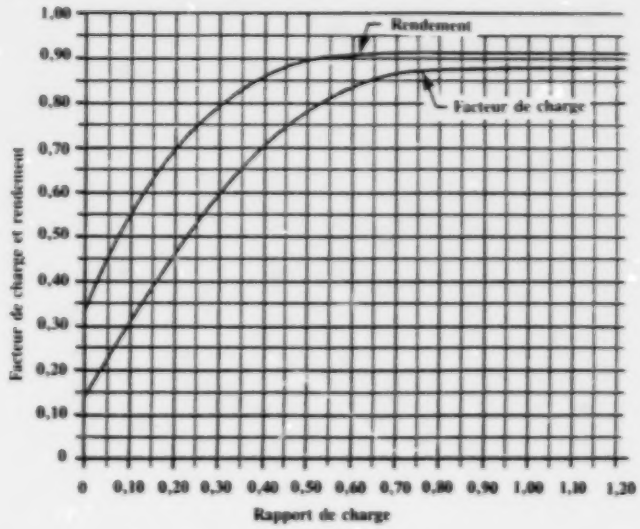
Coût de l'électricité

Pour les fins du présent module, le coût de l'électricité est exprimé en $/kWh consommé. Il s'agit du coût croissant comprenant le taux de consommation, la prime de puissance et toute surprime ou remise. Le taux varie d'un abonné et d'une région à l'autre. *Le lecteur doit établir un taux se rapprochant le plus à son coût d'électricité actuel.*

Feuilles de travail

Les feuilles de travail 13-E1 et 13-E2 ont été conçues pour aider le lecteur à analyser la performance d'un moteur.

Rendement de moteurs électriques



Facteurs de puissance et rendement de moteurs électriques
Figure E-1